

Title	四サイクル内燃機関における吸入特性の数値予測に関する研究(Dissertation_全文)
Author(s)	一色, 美博
Citation	Kyoto University (京都大学)
Issue Date	1992-01-23
URL	http://dx.doi.org/10.11501/3086469
Right	
Type	Thesis or Dissertation
Textversion	author

四サイクル内燃機関における 吸入特性の数値予測に関する研究

1991年

一 色 美 博

四サイクル内燃機関における 吸入特性の数値予測に関する研究

1991年

一 色 美 博

四サイクル内燃機関における 吸入特性の数値予測に関する研究

目 次

第1章 緒 論	1
文 献	7
第2章 スワール比，体積効率の予測のための基本的手法	27
2.1 緒 言	27
2.2 解析の手順	28
2.3 一次元解析方法	30
2.3.1 解析方法の概要および仮定	30
2.3.2 管内流れの基礎方程式	30
2.3.3 容器内の状態変化	32
2.3.4 境界条件式	32
2.3.5 計 算 手 順	33
2.4 三次元解析方法	33
2.4.1 流路モデルおよび仮定	33
2.4.2 基礎方程式	35
2.4.3 離散化方程式	37
2.4.4 計 算 手 順	41
2.4.5 初期条件および境界条件	41
2.5 定常流による計算と実験との比較	42
2.5.1 計算モデルおよび定常流の計算手順	42
2.5.2 実験装置および実験方法	43
2.5.3 流 量 係 数	44
2.5.4 弁出口速度分布	46

2.6	非定常流の計算	47
2.6.1	計算モデル	47
2.6.2	簡単なモデルによる検討	49
2.6.3	ヘリカルポートモデル	51
2.6.4	スワール比の推定	53
2.7	結 言	56
	文 献	57
第3章	スワール比推定方法の妥当性の検証	65
3.1	緒 言	65
3.2	解析の手順	65
3.3	シリンダ内流動解析方法	66
3.3.1	基礎方程式	66
3.3.2	計 算 手 順	69
3.3.3	初期条件および境界条件	70
3.4	計算モデル	71
3.5	計算結果と考察	72
3.5.1	スワール生成の機構	72
3.5.2	スワール比の検討	79
3.6	結 言	81
	文 献	82
第4章	Porosity 法による予測精度向上	83
4.1	緒 言	83
4.2	解析方法および壁境界の取扱い	84
4.3	平行平板間の流れ	87
4.3.1	計算モデルおよび計算手順	87
4.3.2	圧 力 降 下	88

4.4	曲がり管内の流れ	89
4.4.1	計算モデルおよび計算手順	89
4.4.2	曲がり損失	90
4.5	吸気弁孔流路内の流れ	91
4.5.1	計算モデルおよび計算手順	91
4.5.2	実験装置および実験方法	92
4.5.3	円管付き流路	93
4.5.4	吸気弁付き流路	95
4.6	結 言	98
	文 献	100
第5章	吸気弁出口境界取扱方法の改良による予測精度向上	101
5.1	結 言	101
5.2	解析方法および弁出口境界取扱方法	101
5.2.1	1層モデル	102
5.2.2	2層モデル	103
5.3	計算モデル	104
5.4	境界取扱方法の検討	104
5.5	非定常流実験結果との比較	106
5.5.1	実験装置および実験方法	106
5.5.2	一次元計算結果と実験結果との比較	109
5.5.3	三次元計算結果と実験結果との比較	111
5.6	結 言	111
	文 献	113
第6章	ヘリカルポートのスワール特性の検討	115
6.1	結 言	115
6.2	計算モデル	115

6.3	スワール特性の検討	116
6.3.1	定常流による検討	117
6.3.2	機関運転状態における検討	121
6.3.3	質量流量の変化パターンの影響	127
6.4	結 言	132
	文 献	133
第7章	多シリンダ機関における各シリンダのスワール比， 体積効率の予測	135
7.1	緒 言	135
7.2	解 析 方 法	135
7.3	計算モデル	136
7.4	予備的検討	136
7.5	六シリンダ機関の吸入特性	139
7.5.1	各シリンダのスワール比，体積効率の推定	139
7.5.2	質量流量の変化パターンの影響	143
7.6	単シリンダ機関による検討	143
7.7	結 言	149
	文 献	150
第8章	結 論	151
	主な記号の説明	154
	謝 辞	156

第 1 章 緒 論

ディーゼル機関は産業用や車両，自動車，船用の動力源として広く用いられている．ディーゼル機関の燃焼方式は直接噴射式と間接噴射式に分類され，燃料経済性の高い直接噴射式が大形機関の燃焼方式に採用されていたが，燃焼技術の進展に伴い，小形高速機関の範囲にまで直接噴射式が使用されてきているのが現状である．高速機関への適用に当たっては，圧縮行程の終期に空気がピストン頂部の燃焼室に押し込まれるときに生ずる気流（スキッシュ）およびシリンダ軸回りの旋回気流（スワール）を利用することにより [1]，混合気形成と燃焼の促進を図る．したがって，機関性能，有害排出物および燃焼に及ぼすスキッシュやスワールの影響に関して多くの研究が行われた[2-28]．

四サイクル機関では，燃焼室形状の工夫によりスキッシュを発生させ，また，シリンダヘッド内の空気通路である吸気弁孔流路の形状・寸法，方位・位置を適当に選ぶことによってスワールを生成させる [29,30]．適正なスワールは燃料噴射期間中に隣合う 2 噴霧の扇角を回転する程度とされ[3,15]，このような場合，燃料と空気の混合が促進し燃焼期間が短くなるが，スワールが強すぎるとオーバースワールとなって上流と下流の噴霧間で干渉を起こすようになり，排気煙濃度は増加すると言われている [8,9]．このことから，良好な運転状態を得るには，適正なスワールを発生させることが重要であると言える．また，機関出力の観点から，吸気弁孔流路における流動損失を最小限にして吸入空気量すなわち体積効率を増大させることが必須となる．したがって，直接噴射式機関の開発においては，燃焼室形状の検討とともに，必要な強さの吸入スワールを最小限の流動損失で実現するような吸気弁孔流路形状を求めることが重要な課題と考えられ，吸入特性すなわち吸入スワールの強さおよび体積効率の両者に及ぼす弁孔流路形状の影響について検討する必要がある．

吸入スワールを生成させるための方式は種々考案されているが[30]，気流の流入方向をシリンダの中心から偏らせ，シリンダ内で気流に角運動量を与えるディレクショナルポート，吸気弁孔流路内で気流に角運動量を与えるように流路を螺

旋状にしたヘリカルポートが主に用いられる。

スワールの強さは通常、圧縮始めに発生したスワールを剛体渦と見なすとき、その回転数と機関回転数との比すなわちスワール比で表す[30]。しかし、スワール比を機関運転状態において測定することは容易でないで、普通、吸気弁孔流路形状の良否を定常流試験によって評価する[31]。定常流試験によるスワール強さの測定では、シリンダ内に装着した羽根車の回転数を測定する方法[5,32]、またはインパルス・スワール計によって回転トルクを測定する方法[11]を一般に用いる。そして、羽根車回転数の測定値から、吸入過程で生ずるスワールの強さあるいは圧縮上死点におけるスワール速度を推定する方法が提案され、弁孔流路の性能評価に利用されている[5,32-38]。

定常流試験法ではスワールの強さと流動損失を同時に測定できるので、吸気弁孔流路の設計・開発段階においてこの方法がよく用いられてきた。しかし、定常流試験法には、試験方法、スワール比の定義の仕方でスワールの強さの評価値に差を生ずること、機関運転状態におけるスワール比を評価できないことなどの問題点がある。このため、シリンダ内のガス流動を直接測定することによって、より詳細にスワールの挙動を把握しようとする研究が行われている。レーザ・ドップラー流速計を用いて定常流におけるシリンダ内のスワールを測定することにより、シリンダ内ガス流動に及ぼす弁孔流路形状の影響などが検討され[39-42]、水模型[43-45]あるいはメタアルデヒドによるシリンダ内流動状態の可視化[46]により、駆動運転状態でのスワールの挙動が観測された。また、駆動運転および発火運転時のシリンダ内ガス流動状態の測定が、火花放電[47-49]、熱線風速計[50-55]あるいはレーザ・ドップラー流速計[56-71]を用いて行われ、これらの研究によって、機関運転時のシリンダ内スワールの挙動が明らかにされつつある。

すでに述べたように、種々のガス流動計測法の発達により、機関運転時のシリンダ内ガス流動状態を調査できるようになった。レーザ・ドップラー流速計などを用いれば、シリンダ内の非定常流動状態を詳細に検討できる。しかし、スワール比のようなシリンダ内流動場の積分量を求めようとすれば、非常に多くの点の速度を測定しなければならず、これらの計測法を用いてスワール比を簡便に測定するのは現時点では実用的でない。このため、機関の設計段階においては、多く

の定常流試験を行って試行錯誤的に吸気弁孔流路形状を決定し、機関運転状態における弁孔流路の評価を試作機関製作後に行わざるを得ないのが現状である。また、吸・排気系が装着された多シリンダ機関の運転状態において、各シリンダのスワール比を測定するのは困難であるので、多シリンダ機関のスワール特性について検討した研究は殆ど見られない。

以上のことから、小形高速直接噴射式ディーゼル機関の開発においては、多シリンダ機関を含め、実機運転状態におけるスワール比の予測が重要な課題の一つと考えられる。したがって、機関運転時のスワール比および体積効率を同時に、簡便に予測する実用的手法の開発が急務であり、機関運転時のスワール比の予測が可能になれば、吸気弁孔流路の設計をより合理的、効率的に行うことができ、機関性能の向上、有害排出物の低減への寄与が期待できる。

一方、電子計算機の性能が著しく向上し、また流動の数値解析手法が進歩したため、内燃機関における流動現象の解析に数値的手法を応用する研究が進められている。四サイクル機関のガス交換過程に関しては、吸・排気系を一次元流れの管と容器の結合系に置き換え、管内を特性曲線法で解くことにより、多シリンダ機関の吸気慣性のシミュレーションが可能になった[72]。このようなガス交換過程の一次元シミュレーションは、機関の設計段階で吸・排気系の形状・寸法の決定に利用されている。さらに、一次元シミュレーションを用いて、吸・排気騒音の予測 [73-75]、排気タービン過給機関の性能予測 [76,77]がなされた。

シリンダ内ガス流動に関しても多くの研究が行われ、初期の段階では二次元あるいは軸対称モデルによる解析が主であったが [78-95]、計算機の発達に伴って三次元モデルによる数値シミュレーションが行われるようになり、実機関の形状に近い燃焼室モデルでの解析が可能になりつつある [96-121]。また、ガス流動だけでなく噴霧および燃焼のモデルが組み込まれ、噴霧および燃焼特性に及ぼす燃焼室形状、スワール比など種々のパラメータの影響が検討された [122-142]。さらに、ディーゼル機関の渦流室内およびロータリー機関の燃焼室内の流動、二サイクル機関の掃気流の解析にも数値計算の手法が応用されている [143-157]。吸・排気系内ガス流動の多次元解析に関しては、吸・排気マニホールドおよび吸気弁孔流路内のガス流動に関する研究が発表され [158-167]、弁孔流路を含めてシ

リング内の三次元流動解析が行われるようになってきた [168-178]。したがって、吸気弁孔流路の設計段階において、従来の定常流試験の代わりに数値計算の手法を利用することは実現可能と思われる。

吸気流路、シリンダを含む新気の全流動過程を数値解析すれば、機関運転時の吸気弁孔流路内およびシリンダ内のガス流動状態をシミュレートできる。しかし、全流動過程を三次元的に数値解析するには多くの演算時間を要するので、吸気弁孔流路の設計にこの方法を用いるのは現時点で実用的でない。一方、吸気弁孔流路のスワール生成能力および流動損失に着目すれば、シリンダ内の三次元流動計算を行わずとも弁孔流路内のみの三次元計算結果からそれらの特性を検討できると思われる。したがって、吸気弁孔流路内のみの三次元ガス流動計算を行えば、ガス交換過程の一次元計算を併用することで、計算機の記憶容量、演算時間が節約できるので、弁孔流路の設計にこの方法を活用できるであろう。

以上のような背景のもとに、この研究では吸気弁孔流路のスワール生成能力と流動損失に着目し、弁孔流路を合理的、効率的に設計するためのツールとして、機関運転時のスワール比および体積効率を同時に、簡便に予測するための実用的手法を開発するとともに、これを用いて多シリンダ機関を含め、実機運転状態におけるスワール比、体積効率の特性を調査することを目的とする。

以下に、各章の概要を説明する。

第2章では、機関運転時のスワール比および体積効率を予測する基本的手法について述べる。この方法では、吸・排気系におけるガス交換過程の一次元計算で得られた結果を境界条件に用いて、吸気弁孔流路内ガスの非定常三次元流動計算を行い、弁孔流路内の流動計算で得られる吸気弁出口面における流動状態からスワール比、体積効率を求める。弁孔流路内の三次元流動計算においては、流路壁面を階段状の境界で近似する。この方法を用いて簡単な形状の流路および実機のヘリカルポートを模擬した流路内のガス流動解析を行い、機関運転時のスワール比、体積効率に及ぼす吸気弁孔流路形状の影響が推定可能なことを確認する。

第3章では、第2章で述べたスワール比の推定方法すなわち吸気弁出口面における流動状態から求めたスワール比で、吸入過程におけるシリンダ内のスワールの強さを表現できるかどうか疑問が残るので、この方法の妥当性を検証する。す

なわち，ヘリカルポート内で発生する旋回流が吸気弁出口面を通過してシリンダ内に流入しスワールを形成する過程について検討するとともに，弁出口面の流動状態から算出したスワール比と，シリンダ内の流動計算結果から求めたスワール比とを比較検討する。

第2章においてスワール比，体積効率に及ぼす吸気弁孔流路形状の影響を定性的に推定できることを示すが，弁孔流路の流動損失およびスワール比の定量的予測精度が十分とは言えないので，以下の第4章と第5章では予測精度を向上するための方策について述べる。

第4章では，吸気弁孔流路の流動損失の定量的予測精度向上を図るための方策として，弁孔流路内の三次元流動計算において，第2章で述べた壁境界を階段状境界で近似する方法を改め，壁境界に Porosity 法を適用する方法について述べる。すなわち，階段状境界の凹凸部において流動損失が大きく見積もられる誤差を低減するために，壁面に接する直方体要素内をガスの部分と壁の部分に分けて扱うことにより実際の壁面形状に応じた壁境界条件を設定できるようにし，流動損失の予測精度の向上を図る。この方法を用いて簡単な形状の流路およびヘリカルポートを対象に定常流の計算を行い実験データと比較することによって，Porosity 法の適用が流動損失の予測精度向上に有効であることを確認する。

第5章では，吸気弁出口において弁面および弁座の形状を表して流動計算できるように弁出口境界取扱方法を改良することにより，スワール比の予測精度向上を図る方法について述べる。さらに，この方法を用いてヘリカルポートを対象に実機関の吸入過程を模擬した間欠流の計算を行い，実験結果と比較することによって予測精度の改善を確認する。

第6章では，第4章および第5章での改良によって完成したシミュレーションプログラムを用いて，ヘリカルポートを対象に定常流および機関運転状態の計算を行い，定常流と機関運転時における流動状態の差異を明らかにするとともにスワール比に及ぼす吸気弁孔流路内ガスの非定常挙動の影響について調査し，機関運転時のスワール比に影響する因子について議論する。

第7章では，本手法を六シリンダ機関に応用した結果について述べる。実験では測定が困難であると思われる機関運転状態におけるシリンダ毎のスワール比お

よび体積効率を数値計算によって求め、それらの機関回転数に対する変化およびシリンダ間のばらつきについて検討し、その原因を調査する。

第8章は結論である。

文 献

- [1] 日本機械学会編, 機械工学便覧, 応用編 B 7 内燃機関(1985), p. 23, 日本機械学会.
- [2] Alcock, J. F., Air Swirl in Oil Engines, Proc. Instn. Mech. Engrs., 128(1934), pp. 123-193.
- [3] Loeffler, B., Development of an Improved Automotive Diesel Combustion System, SAE Trans., 62(1954), pp. 243-264.
- [4] Alcock, J. F. and Scott, W. M., Some More Light on Diesel Combustion, Proc. Instn. Mech. Engrs.(A.D.), 177-5(1962-63), pp. 179-200.
- [5] Pischinger, F., Entwicklungsarbeiten an einem Verbrennungssystem für Fahrzeugdieselmotoren, ATZ, 65-1(1963), pp. 11-16.
- [6] Ohigashi, S., Hamamoto, Y. and Tanabe, S., Swirl--Its Measurement and Effect on Combustion in a Diesel Engine, Proc. Instn. Mech. Engrs., C134/71(1971), pp. 129-136.
- [7] Melton, Jr., R. B. and Rogowski, A. R., The Interaction of Air Motion, Fuel Spray, and Combustion in the Diesel Combustion Process, Trans. ASME, J. Eng. Power, 94(1972), pp. 11-16.
- [8] 長尾, 池上, 清田, 光田, 川廷, 直接噴射式ディーゼル機関における燃焼の研究(第1報, 浅ざら形燃焼室の場合), 日本機械学会論文集(第2部), 38-311(1972), pp. 1866-1874.
- [9] 長尾, 池上, 光田, 川廷, 藤川, 直接噴射式ディーゼル機関における燃焼の研究(第2報, やや深い燃焼室の場合), 日本機械学会論文集(第2部), 38-311(1972), pp. 1875-1883.
- [10] Bertodo, R., Downes, T. W. E. and Middlemiss, I. D., Evolution of a New Combustion System for Diesel Emission Control, SAE Trans., 83(1974), pp. 3384-3394, (Paper No. 741131).
- [11] Tippelmann, G., A New Method of Investigation of Swirl Ports,

- SAE Trans., 86(1977), pp. 1745-1757, (Paper No. 770404).
- [12] 田辺, 浜本, 大東, 四サイクル機関の吸入スワール特性について, 日本機械学会論文集 (第2部), 43-370(1977), pp. 2307-2318.
- [13] Brandl, F., Reverencic, I., Cartellieri, W. and Dent, J. C., Turbulent Air Flow in the Combustion Bowl of a D. I. Diesel Engine and Its Effect on Engine Performance, SAE Trans., 88(1979), pp. 172-199, (Paper No. 790040).
- [14] Shiozaki, T., Suzuki, T. and Shimoda, M., Observation of Combustion Process in D.I. Diesel Engine via High Speed Direct and Schlieren Photography, SAE Trans., 89(1980), pp. 91-103, (Paper No. 800025).
- [15] 和栗, 小野, 城戸, 高崎, 直噴式ディーゼル機関の排煙特性に関する実験的研究, 日本機械学会論文集 (B編), 46-411(1980), pp. 2224-2231.
- [16] Monaghan, M. L. and Pettifer, H. F., Air Motion and Its Effect on Diesel Performance and Emissions, SAE Trans., 90(1981), pp. 1119-1135, (Paper No. 810255).
- [17] Binder, K. and Hilburger, W., Influence of the Relative Motions of Air and Fuel Vapor on the Mixture Formation Processes of the Direct Injection Diesel Engine, SAE Trans., 90(1981), pp. 2540-2555, (Paper No. 810831).
- [18] Partington, G. D., Development and Application of a Fully Machined Helical Inlet Port for High Speed DI Engines, Proc. IMechE, C121/82 (1982), pp. 277-283.
- [19] 廣安, 新屋, 和食, 新井, 角田, ディーゼル燃焼におよぼす渦流の影響について, 日本機械学会論文集 (B編), 48-431(1982), pp. 1402-1410.
- [20] 中西, 新井, 廣安, ディーゼル火炎内のすす量の時間的変化に及ぼす渦流の影響, 日本機械学会論文集 (B編), 49-437(1983), pp. 255-262.
- [21] Shigemori, M., Tsuruoka, S. and Shimoda, M., Development of a Combustion System for a Light Duty D.I. Diesel Engine, SAE Paper,

No. 831296(1983).

- [22] 瘡師, 高本, 寺井, ディーゼル機関の燃焼に及ぼすスワールの効果 (第1報, 駆動運転と発火運転におけるスワール速度), 日本機械学会論文集 (B編), 50-451(1984), pp. 770-779.
- [23] 瘡師, 高本, 寺井, 河上, ディーゼル機関の燃焼に及ぼすスワールの効果 (第2報, 燃焼ガス分布と燃焼速さによる検討), 日本機械学会論文集 (B編), 50-451(1984), pp. 780-787.
- [24] 西田, 吉川, 新井, 廣安, 燃焼室下方及び側方からの可視化による直接噴射式ディーゼル機関の燃焼解析, 自動車技術会論文集, No. 34(1987), pp. 36-44.
- [25] 青山, 須浪, 水田, 谷, 大島, 野口, 渦巻噴射弁を用いた小形直噴ディーゼルの研究 ― スワール比・噴射位置の影響 ―, 自動車技術会論文集, No. 36(1987), pp. 55-61.
- [26] Kuo, T.-W., Henningsen, S. and Wu, K.-J., Evaluation of Four Mixing Correlations for Performance and Soot-Emission Characteristics for a Small Open-Chamber Diesel Engine, SAE Trans., 97(1988), pp. 6.1072-6.1082, (Paper No. 880599).
- [27] Timoney, D. J., A Simple Interpretation of Optimum Swirl in Direct Injection Diesels, Proc. IMechE, C52/88(1988), pp. 157-163.
- [28] 佐々木, 手代木, 壁面蒸発式ディーゼル機関の燃焼 (壁面温度およびスワールの影響), 日本機械学会論文集 (B編), 55-514(1989), pp. 1762-1767.
- [29] 長尾, 内燃機関講義, 上巻(1967), 282, 養賢堂.
- [30] 池上, 直接噴射式機関における燃焼 (上), 内燃機関 (臨時増刊), 11-120(1972), pp. 262-269.
- [31] 日本機械学会編, 機械工学便覧, 応用編 B 7 内燃機関(1985), p. 73, 日本機械学会.
- [32] Fitzgeorge, D. and Allison, J. L., Air Swirl in a Road-Vehicle Diesel Engine, Proc. Instn. Mech. Engrs.(A.D.), 177-4(1962-63),

pp. 151-177.

- [33] 小林, 直接噴射式ディーゼルエンジンのスワール評価とその生成法, 自動車技術会論文集, No. 2(1971), pp. 10-15.
- [34] Thon, L., Die Erzeugung einer rotierenden Luftbewegung im Zylinder von Viertakt-Motoren, Kraftfahrzeugtechnik, 3(1970), pp. 67-70.
- [35] 三宅, 小山, 今橋, 給入渦流を増大させる給入装置の研究, 内燃機関, 6-57(1967), pp. 17-25.
- [36] 吉田, 黒畑, 吸気うず流とディーゼル機関の性能, 日本機械学会誌, 70-586(1967), pp. 1631-1641.
- [37] 小林, 直接噴射式ディーゼル機関のスワール評価とその生成法, 内燃機関, 10-110(1971), pp. 21-30.
- [38] Tanabe, S., Iwata, H. and Kashiwada, Y., On Characteristics of Impulse Swirl Meter, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 85), (1985), pp. 267-272.
- [39] Wigley, G. and M. G. Hawkins, Three Dimensional Velocity Measurements by Laser Anemometry in a Diesel Engine Cylinder Under Steady State Inlet Flow Conditions, SAE Trans., 87(1978), pp. 178-186, (Paper No. 780060).
- [40] Kajiyama, K., Nishida, K., Murakami, A., Arai, M. and Hiroyasu, H., An Analysis of Swirling Flow in Cylinder for Predicting D.I. Diesel Engine Performance, SAE Trans., 93(1984), pp. 3.654-3.668, (Paper No. 840518).
- [41] Snauwaert, P and Sierens, R., Experimental Study of the Swirl Motion in Direct Injection Diesel Engines under Steady State Flow Conditions (by LDA), SAE Trans., 95(1986), pp. 1.205-1.220, (Paper No. 860026).
- [42] Coghe, A., Brunello, G. and Tassi, E., Effects of Intake Ports on the In-Cylinder Air Motion under Steady Flow Conditions, SAE

- Trans., 97(1988), pp. 6.617-6.630, (Paper No. 880384).
- [43] Willis, D. A., Meyer, W. E. and Birnie, Jr., C., Mapping of Air-flow Patterns in Engines with Induction Swirl, SAE Trans., 75(1966), pp. 416-426, (Paper No. 660093).
- [44] 小松, 白江, 細川, 水模型による吸入スワール生成過程の可視化, 日本機械学会論文集 (B編), 51-472(1985), pp. 4102-4108.
- [45] Khalighi, B., Intake-Generated Swirl and Tumble Motions in a 4-Valve Engine with Various Intake Configurations -- Flow Visualization and Particle Tracking Velocimetry, SAE Paper, No. 900059(1990).
- [46] 井元, 直接噴射式4サイクルディーゼル機関のシリンダ内ガス流動に関する研究, 内燃機関, 13-146(1974), pp. 11-16.
- [47] 長尾, 池上, 三輪, 岡崎, 杉本, 難波, 繰返し放電による気流の測定, 日本機械学会論文集 (第2部), 37-296(1971), pp. 797-806.
- [48] 脇坂, 浜本, 大西, 内燃機関の燃焼室内におけるガス流動方向の測定 -- 放電タフト法の応用 --, 自動車技術会論文集, No. 25(1982), pp. 44-51.
- [49] 田辺, 岩田, 柏田, 吸気孔形状が四サイクル機関吸入スワール特性におよぼす影響, 日本機械学会論文集 (B編), 50-457(1984), pp. 2255-2263.
- [50] Huebner, K. H. and McDonald, A. T., A Dynamic Model and Measurement Technique for Studying Induction Air Swirl in an Engine Cylinder, Trans. ASME, J. Eng. Power, 92(1970), pp. 189-197.
- [51] Arnold, M. J., Tindal, M. J. and Williams, T. J., Measurement of Induction Gas Velocities in a Reciprocating Engine Cylinder, SAE Paper, No. 720115(1972).
- [52] Dent, J. C. and Derham, J. A., Air Motion in a Four-Stroke Direct Injection Diesel Engine, Proc. Instn. Mech. Engrs., 188(1974), pp. 269-280.
- [53] Tindal, M. J., Williams, T. J. and El Khafaji, A. H. A., Gas FLOW

- Measurements in Engine Cylinders, SAE Trans., 83(1974), pp. 2639-2649, (Paper No. 740719).
- [54] Williams, T. J. and Tindal, M. J., Gas Flow Studies in Direct Injection Diesel Engine with Re-Entrant Combustion Chambers, SAE Trans., 89(1980), pp. 120-131, (Paper No. 800027).
- [55] Tindal, M. J., Williams, T. J. and Aldoory, M., The Effect of Inlet Port Design on Cylinder Gas Motion in Direct Injection Diesel Engines, Proc. Symp. on Flows in Internal Combustion Engines, ASME Winter Annual Meeting(1982), pp. 101-111.
- [56] Johnston, S. C., Robinson, C. W., Rorke, W. S., Smith, J. R. and Witze, P. O., Application of Laser Diagnostics to an Injected Engine, SAE Trans., 88(1979), pp. 353-370, (Paper No. 790092).
- [57] Morse, A., Whitelaw, J. H. and Yianneskis, M., The Influence of Swirl on the Flow Characteristics of a Reciprocating Piston-Cylinder Assembly, Trans. ASME, J. Fluids Eng., 102(1980), pp. 478-480.
- [58] 松岡, 永倉, 河合, 青柳, 神本, レーザ流速計によるディーゼル機関シリンダ内の空気流動の計測, 日本機械学会論文集 (B 編), 47-422(1981), pp. 2074-2084.
- [59] Arcoumanis, C., Bicen, A. F. and Whitelaw, J. H., Measurements in a Motored Four-Stroke Reciprocating Model Engine, Trans. ASME, J. Fluids Eng., 104(1982), pp. 235-241.
- [60] Liou, T.-M., and Santavicca, D. A., Cycle Resolved Turbulence Measurements in a Ported Engine With and Without Swirl, SAE Trans., 92(1983), pp. 2.131-2.144, (Paper No. 830419).
- [61] 村上, 新井, 廣安, 梶山, 直接噴射式ディーゼル機関の筒内流 — LDVを用いたシリンダ内及びキャビティ内流動の解析 —, 自動車技術会論文集, No. 30(1985), pp. 16-22.
- [62] Katoh, J., Ohkubo, Y., Ohtsuka, M. and Sugiyama, K, LDV Measure-

- ment of Swirl Flow in Internal Combustion Engines, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 85), (1985), pp. 193-202.
- [63] Bertoli, C., Corcione, F. E., Police, G. and Valentino, G., Effect of Inlet Port Geometry on Turbulent Air Flow in the Combustion Chamber of a D.I. Diesel Engine, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 85), (1985), pp. 273-283.
- [64] 大久保, 大塚, 加藤, 小塚, 杉山, 後方散乱方式LDVによる機関筒内スワールの測定, 日本機械学会論文集 (B編), 52-480(1986), pp. 3121-3126.
- [65] Saxena, V. and Rask, R. B., Influence of Inlet Flows on the Flow Field in an Engine, SAE Trans., 96(1987), pp. 4.349-4.364, (Paper No. 870369).
- [66] Arcoumanis, C., Hadjiapostolou, A. and Whitelaw, J. H., Swirl Center Precession in Engine Flows, SAE Trans., 96(1987), pp. 4.365-4.378, (Paper No. 870370).
- [67] 村上, 崎本, 廣安, 新井, 直接噴射式ディーゼル機関内のスワール流の計測 — 第1報 吸気ポート形状, 機関回転数の影響 —, 自動車技術会論文集, No. 41(1989), pp. 3-8.
- [68] 村上, 崎本, 廣安, 新井, 直接噴射式ディーゼル機関内のスワール流の計測 — 第2報 ピストンキャビティ形状, トップクリアランスの影響 —, 自動車技術会論文集, No. 41(1989), pp. 9-13.
- [69] Margary, R., Nino, E. and Vafidis, C., The Effect of Intake Duct Length on the In-Cylinder Air Motion in a Motored Diesel Engine, SAE Paper, No. 900057(1990).
- [70] Moriyoshi, Y., Ohtani, H., Yagita, M. and Kamimoto, T., The Effect of Swirl on the Decay and Generation of In-Cylinder Turbulence during the Compression Stroke, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and

- Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 405-410.
- [71] Furuno, S., Iguchi, S., Oishi, K. and Inoue, T., The Effects of "Inclination Angle of Swirl Axis" on Turbulence Characteristics in a 4-Valve Lean-Burn Engine with SCV, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 405-410.
- [72] 嶋本, 岡, 田中, 多シリンダ機関の吸気慣性に関する研究, 日本機械学会論文集 (第2部), 43-371(1977), pp. 2726-2737.
- [73] 西脇, 嶋本, 内燃機関の排気騒音レベル予測 (第1報, 単シリンダ機関, 直管排気系での駆動運転による基礎研究), 日本機械学会論文集 (第2部), 44-377(1978), pp. 250-259.
- [74] 西脇, 嶋本, 内燃機関の排気騒音レベル予測 (第2報, ニシリンダ機関, 二段膨張形消音器系での発火運転による研究), 日本機械学会論文集 (第2部), 45-398(1979), pp. 1587-1598.
- [75] 嶋本, 金丸, 崔, 排気ブレーキ作動時の吸気騒音と排気弁挙動, 日本機械学会論文集 (B編), 52-478(1986), pp. 2449-2456.
- [76] 嶋本, 金丸, 崔, 排気タービン過給四サイクルディーゼル機関の性能予測, 日本機械学会論文集 (B編), 52-480(1986), pp. 3107-3113.
- [77] 崔, 嶋本, 金丸, 排気タービン二段過給四サイクルディーゼル機関の性能予測, 日本機械学会論文集 (B編), 52-480(1986), pp. 3114-3120.
- [78] Griffin, M. D., Anderson, Jr., J. D. and Diwakar, R., Navier-Stokes Solutions of the Flowfield in an Internal Combustion Engine, AIAA Journal, 14-12(1976), pp.1665-1666.
- [79] Diwakar, R., Anderson, Jr., J. D., Griffin, M. D. and Jones, E., Inviscid Solutions of the Flowfield in an Internal Combustion Engine, AIAA Journal, 14-12(1976), pp.1667-1668.
- [80] Gosman, A. D., Melling, A., Whitelaw, J. H. and Watkins, P., Axisymmetric Flow in a Motored Reciprocating Engine, Proc. Instn.

- Mech. Engrs., 192(1978), pp. 213-223.
- [81] Ramos, J. I., Humphrey, J. A. C. and Sirignano, W. A., Numerical Prediction of Axisymmetric Laminar and Turbulent Flows in Motored, Reciprocating Internal Combustion Engines, SAE Trans., 88(1979), pp. 1217-1242, (Paper No. 790356).
 - [82] Gosman, A. D., Johns, R. J. R., Tipler, W. and Watkins, A. P., Computer Simulation of In-Cylinder Flow, Heat Transfer and Combustion: a Progress Report, Proc. Int. Congs. on Combustion Engines (CIMAC), (1979), pp. D21.1-D21.27
 - [83] Gosman, A. D., Johns, R. J. R. and Watkins, A. P., Developement of Prediction Methods for In-Cylinder Processes in Reciprocating Engines, Combustion Modeling in Reciprocating Engines (Ed., Mattavi, J. N. and Amann, C. A.), (1980), pp. 69-129, Plenum Press.
 - [84] Ahmadi-Befrui, B., Gosman, A. D., Lockwood, F. C. and Watkins, A. P., Multidimensional Calculation of Combustion in an Idealised Homogeneous Charge Engine: a Progress Report, SAE Trans., 90(1981), pp. 636-651, (Paper No. 810151).
 - [85] Bernard, P. S., Computation of the Turbulent Flow in an Internal Combustion Engine During Compression, Trans. ASME, J. Fluids Eng., 103(1981), pp. 75-81.
 - [86] 小宮山, 森松, 飯島, ディーゼルエンジンの燃焼と混合気形成過程の研究
—— 第6報 シリンダ内流れの予測計算 ——, 小松技報, 28-2(1982), pp. 19-30.
 - [87] Grasso, F. and Bracco, F. V., Computed and Measured Turbulence in Axisymmetric Reciprocating Engines, AIAA Journal, 21-4(1983), pp.601-607.
 - [88] Grasso, F. and Bracco, F. V., Sensitivity of Chamber Turbulence to Intake Flows in Axisymmetric Reciprocating Engines, AIAA Journal,

21-4(1983), pp.637-640.

- [89] Schock, H. J., Sosoka, D. J. and Ramos, J. I., Numerical Studies of the Formation and Destruction of Vortices In a Motored Four-Stroke Piston-Cylinder Configuration, Proc. AIAA 21st Aerospace Sciences Meeting, AIAA 83-0497(1983).
- [90] Gosman, A. D., Multidimensional Modeling of Cold Flows and Turbulence in Reciprocating Engines, SAE Trans., 94(1985), pp. 111-127, (Paper No. 850344).
- [91] 神本, 漆原, 持丸, 盛田, 直噴式ディーゼル機関のシリンダ内空気流動のLDV測定と数値解析, 日本機械学会論文集(B編), 51-462(1985), pp. 712-715.
- [92] 近藤, 福本, 大沢, 杉山, エンジン筒内流のシミュレーション, 日本機械学会論文集(B編), 51-470(1985), pp. 3232-3242.
- [93] El-Tahry, S. H., A Comparison of Three Turbulence Models in Engine-Like Geometries, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 85), (1985), pp. 203-214.
- [94] Henke, H. and Hänel, D., Numerical Simulation of Vortex Flow in Piston Engines, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 85), (1985), pp. 215-220.
- [95] Watkins, A. P., Kanellakopoulos, P. and Lea, C. J., An Assessment of Discretisation Schemes and Turbulence Models for In-Cylinder Flows, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 499-504.
- [96] Griffin, M. D., Anderson, Jr., J. D. and Jones, E., Computational Fluid Dynamics Applied to Three-Dimensional Nonreacting Inviscid Flows in an Internal Combustion Engine, Trans. ASME, J. Fluids Eng., 101(1979), pp. 367-372.

- [97] Markatos, N. C. and Mukerjee, T., Three-Dimensional Computer Analysis of Flow and Combustion in Automotive Internal Combustion Engines, Math. Comput. Simulation, 23-4(1981), pp. 354-366.
- [98] Gosman, A. D., Tsui, Y. Y. and Watkins, A. P., Calculation of Three Dimensional Air Motion in Model Engines, SAE Paper, No. 840229(1984).
- [99] Brandstätter, W, Johns, R. J. R. and Wigley, G., The Effect of Inlet Port Geometry on In-Cylinder Flow Structure, SAE Trans., 94(1985), pp. 3.680-3.700, (Paper No. 850499).
- [100] Kondoh, T., Fukumoto, A., Ohsawa, K and Ohkubo, Y., An Assessment of a Multi-Dimensional Numerical Method to Predict the Flow in Internal Combustion Engines, SAE Paper, No. 850500(1985).
- [101] 池上, 小松, 西脇, エンジンシリンダ内流動の数値シミュレーション (第1報, 定式化とアルゴリズム), 日本機械学会論文集 (B編), 51-466 (1985), pp. 1933-1940.
- [102] 池上, 堀部, 小松, エンジンシリンダ内流動の数値シミュレーション (第2報, 深皿形燃焼室の流動), 日本機械学会論文集 (B編), 51-468 (1985), pp. 2695-2701.
- [103] 西脇, 小松, 池上, エンジン吸気行程におけるシリンダ内流れの数値予測, 日本機械学会論文集 (B編), 51-470(1985), pp. 3223-3231.
- [104] 小嶋, 高田, シリンダ内流れの数値解析, 日本機械学会論文集 (B編), 51-471(1985), pp. 3804-3809.
- [105] Nishiwaki, K., Prediction of Three-Dimensional Fluid Motions During Intake Process and Swirl Ratios in Four-Cycle Engines, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 85), (1985), pp. 285-294.
- [106] Johns, R. J. R., The Effect of Piston Bowl Offset on the Compression-Induced Air Motion in Direct Injection Diesel Engine Chambers, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of

- Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 85), (1985), pp. 489-502.
- [107] Schäpertöns, H and Thiele, F, Threedimensional Computations for Flowfields in DI Piston Bowls, SAE Paper, No. 860463(1986).
- [108] Wakisaka, T, Shimamoto, Y. and Isshiki, Y., Three-Dimensional Numerical Analysis of In-Cylinder Flows in Reciprocating Engines, SAE Paper, No. 860464(1986).
- [109] Yamada, T., Inoue, T., Yoshimatsu, A., Hiramatsu, T. and Konishi, M., In-Cylinder Gas Motion of Multivalve Engine -- Three Dimensional Numerical Simulation, SAE Paper, No. 860465(1986).
- [110] Ikegami, M, Kidoguchi, Y. and Nishiwaki, K., A Multidimensional Model Prediction of Heat Transfer in Non-Fired Engines, SAE Paper, No. 860467(1986).
- [111] Arcoumanis, C., Begleris, P., Gosman, A. D. and Whitelaw, J. H., Measurements and Calculations of the Flow in a Research Diesel Engine, SAE Trans., 95(1986), pp. 6.850-6.868, (Paper No. 861563).
- [112] 脇坂, 嶋本, 一色, 柴田, 四サイクル機関のシリンダ内ガス流動の数値シミュレーション (第1報, 吸気行程におけるスワール生成過程の解析), 日本機械学会論文集 (B編), 52-476(1986), pp. 1555-1564.
- [113] Watkins, A. P., Dessipris, S. and Khaleghi, H., The Combined Effects on Fluid Flow During Compression of Piston Bowl Shape and Offset, and Swirl Ratio, SAE Paper, No. 870595(1987).
- [114] 井上, 小林, 直噴式ディーゼル機関筒内の流動と熱伝達の予測 (第1報, 計算方法), 日本機械学会論文集 (B編), 53-488(1987), pp. 1473-1479.
- [115] 吉松, 山田, 平松, 小西, 4バルブ機関のシリンダ内ガス流動解析, 自動車技術会論文集, No. 36(1987), pp. 20-25.
- [116] Wakisaka, T., Shimamoto, Y. and Isshiki, Y., Induction Swirl in a Multiple Intake Valve Engine -- Three-Dimensional Numerical

- Analysis, Proc. IMechE, C40/88 (1988), pp. 73-84.
- [117] 森吉, 神本, 八木田, 小林, 盛田, エンジンシリンダ内空気流動の計測と数値シミュレーション (第1報, パンケーキ形燃焼室内の空気流動), 日本機械学会論文集 (B編), 54-502(1988), pp. 1541-1548.
- [118] Henriot, S, Le Coz, J. F. and Pinchon, P., Three Dimensional Modeling of Flow and Turbulence in a Four-Valve Spark Ignition Engine - Comparison with LDV Measurements, SAE Paper, No. 890843 (1989).
- [119] 森吉, 小林, 神本, シリンダ内空気流動の数値シミュレーションにおける $k - \varepsilon$ 乱流モデルの実験的検討, 自動車技術会論文集, No. 41(1989), pp. 14-19.
- [120] Adamson, B., Gosman, A. D., Marooney, C. J., Nasser, B. and Theodoropoulos, T., A New Unstructured-Mesh Method for Flow Prediction in Internal Combustion Engines, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 431-436.
- [121] Adachi, T. and Shu, C. M., Comparison of Simulation and Experimental Results in Cylinder Air Motion, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 511-516.
- [122] Bracco, F. V., Introducing a New Generation of More Detailed and Informative Combustion Models, SAE Trans., 84(1975), pp. 3317-3339, (Paper No. 751187).
- [123] Syed, S. A. and Bracco, F. V., Further Comparisons of Computed and Measured Divided-Chamber Engine Combustion, SAE Paper, No. 790247 (1979).
- [124] Gosman, A. D. and Johns, R. J. R., Computer Analysis of Fuel-Air Mixing in Direct-Injection Engines, SAE Trans., 89(1980), pp. 581-596, (Paper No. 800091).

- [125] Gosman, A. D. and Harvey, P. S., Computer Analysis of Fuel-Air Mixing and Combustion in an Axisymmetric D.I. Diesel, SAE Trans., 91(1982), pp. 121-141, (Paper No. 820036).
- [126] Cloutman, L. D., Dukowicz, J. K., Ramshaw, J. D. and Amsden, A. A., CONCHAS-SPRAY: A Computer Code for Reactive Flows with Fuel Sprays, Los Alamos National Lab. Report, LA-9294-MS(1982).
- [127] Bassoli, C., Biaggini, G., Bodritti, G. and Cornetti, G. M., Two-Dimensional Combustion Chamber Analysis of Direct Injection Diesel, SAE Trans., 93(1984), pp. 2.44-2.55, (Paper No. 840228).
- [128] Amsden, A. A., Ramshaw, J. D., O'Rourke, P. J. and Dukowicz, J. K., KIVA: A Computer Program for Two- and Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays, Los Alamos National Lab. Report, LA-10245-MS(1985).
- [129] Uzkan, T. and Hazelton, J. R., The Influence of Swirl on the Fresh Charge Stratification in an IC Engine Combustion Chamber, SAE Paper, No. 860466(1986).
- [130] O'Rourke, P. J. and Amsden, A. A., Three Dimensional Numerical Simulations of the UPS-292 Stratified Charge Engine, SAE Paper, No. 870597(1987).
- [131] 池上, 木戸口, 石黒, ディーゼル燃焼過程の三次元シミュレーション, 日本機械学会論文集 (B編), 53-491(1987), pp. 2241-2250.
- [132] Takenaka, Y., Aoyagi, Y., Tsuji, Y. and Joko, I., 3D Numerical Simulation of Fuel Injection and Combustion Phenomena in DI Diesel Engines, SAE Paper, No. 890668(1989).
- [133] Belardini, P., Bertoli, C., Corcione, F. E., Police, G. and Valentino, G., The Role of Mean Motion and Turbulence Structure on Gaseous and Particulate Emissions of D. I. Diesel Combustion System, SAE Paper, No. 890839(1989).
- [134] 池上, 西田, 石黒, 火花点火エンジン内燃焼過程の数値シミュレーション

- ン, 自動車技術会論文集, No. 40(1989), pp. 11-17.
- [135] 池上, 飛田, 石黒, 任意形状をもつ燃焼室内の流動と燃焼のシミュレーション, 自動車技術会論文集, No. 42(1989), pp. 33-37.
- [136] 永岡, 大沢, 阪田, 新型直噴ディーゼル燃焼法における空気流動と混合気形成の数値解析, 自動車技術会論文集, No. 44(1990), pp. 3-8.
- [137] Gosman, A. D., Marooney, C. J. and Weller, H. G., Prediction of Unburned Gas Temperature in Multidimensional Engine Combustion Simulation, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 59-64.
- [138] Naitoh, K. and Kuwahara, K., Numerical Simulation of the Detailed Flow and Flame Propagation in a Homogeneous-Charge, Spark-Ignition Engine, Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 75-80.
- [139] Watkins, A. P. and Khaleghi, H., Multi-Dimensional Modeling of Diesel Sprays Using a Fast Non-Iterative Implicit Solution Scheme - Recent Advances, Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 263-268.
- [140] Kono, S., Kudo, H. and Terashita, T., A Study of Spray Direction against Swirl in D.I. Engines, Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 269-274.
- [141] Nakagawa, H., Oda, Y., Kato, S., Nakashima, M. and Tateishi, M., Fuel Spray Motion in Side Injection Combustion System for Diesel Engines, Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 281-286.
- [142] Belardini, P., Bertoli, C., Corcione, F. E., Del Giacomo, N. and Police, G., Rating of DI Diesel Combustion System Configuration by

- Mixing Indexes, Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 529-538.
- [143] Meintjes, K. and Alkidas, A. C., An Experimental and Computational Investigation of the Flow in Diesel Prechambers, SAE Trans., 91(1982), pp. 1148-1165, (Paper No. 820275).
- [144] 白川, 大沢, 近藤, 定容燃焼器内に形成されるスワール解析, 日本機械学会論文集 (B編), 51-463(1985), pp. 936-945.
- [145] 小松, 池上, ディーゼル機関の渦室内空気流動のシミュレーション (渦室形状および連絡孔配置の影響), 日本機械学会論文集 (B編), 53-488 (1987), pp. 1480-1486.
- [146] 小松, 高田, 細川, 細川, ディーゼル機関の渦室内空気流動のシミュレーション ($k-\epsilon$ モデルの場合), 日本機械学会論文集 (B編), 54-503 (1988), pp. 1856-1860.
- [147] 中北, 永岡, 大沢, ディーゼルすす生成過程の多次元シミュレーション, 日本機械学会論文集 (B編), 56-521(1990), pp. 221-226.
- [148] 小松, 裏町, 細川, 桃瀬, ディーゼル機関の渦室内空気流動のシミュレーション (空気流動におよぼす連絡孔の影響), 日本機械学会論文集 (B編), 56-523(1990), pp. 869-873.
- [149] Abraham, J., Wey, M.-J. and Bracco, F. V., Pressure Non-Uniformity and Mixing Characteristics in Stratified-Charge Rotary Engine Combustion, SAE Trans., 97(1988), pp. 6.1146-6.1159, (Paper No. 880624).
- [150] Steinthorsson, E., Shih, T. I-P., Schock, Jr., H. J. and Stegeman, J., Calculations of the Unsteady, Three-Dimensional Flow Field Inside a Motored Wankel Engine, SAE Trans., 97(1988), pp. 6.1160-6.1188, (Paper No. 880624).
- [151] Sher, E., Improving the Performance of a Crankcase-Scavenged Two-Stroke Engine with a Fluid Diode, Proc. Instn. Mech. Engrs., 196

- (1982), pp. 23-34.
- [152] Diwakar, R., Three-Dimensional Modeling of the In-Cylinder Gas Exchange Processes in a Uniflow-Scavenged Two-Stroke Engine, SAE Paper, No. 870596(1987).
- [153] 加藤, 足立, 辻村, 平山, 御所園, 北川, 数値シミュレーションによる二サイクル機関の掃気効率の検討, 日本機械学会論文集 (B編), 53-485 (1987), pp. 289-294.
- [154] 加藤, 足立, 辻村, 中川, 中島, ユニフロー掃気二サイクルディーゼルエンジンの圧縮時掃気流動特性 (第2報, 数値シミュレーション), 日本機械学会論文集 (B編), 55-511(1989), pp. 890-894.
- [155] 加藤, 中川, 河原, 足立, 中島, 二サイクルガソリンエンジンの掃気流動解析, 日本機械学会論文集 (B編), 56-521(1990), pp. 242-246.
- [156] Ahmadi-Befrui, B. and Kratochwill, H., Multidimensional Calculation of Combustion in a Loop-Scavenged Two-Stroke Cycle Engine, Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 465-474.
- [157] Fabre, A. and Ferreira, C., Three Dimensional Modeling of Flow and Mixture Preparation in a Two Stroke Engine, Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 475-480.
- [158] 足立, 辻村, 今泉, 分岐集合部を有する管内非定常流の一解析法, 日本機械学会論文集 (第2部), 43-366(1977), pp. 596-604.
- [159] Chapman, M., Two Dimensional Numerical Simulation of Inlet Manifold Flow in a Four Cylinder Internal Combustion Engine, SAE Paper, No. 790244(1979).
- [160] Demirdzic, I., Gosman, A. D. and Issa, R. I., A Finite-Volume Method for the Prediction of Turbulent Flow in Arbitrary Geometries, Proc. 7th Int. Conf. on Numerical Methods in Fluid Dynamics (Ed., Reynolds, W. C. and MacCormack, R. E.), (1980),

- pp. 144-150.
- [161] 土佐, 下田, 及川, 吸気系二次元非定常流計算法とそのV-8エンジンへの適用, 三菱重工技報, 23-5(1986), pp. 519-524.
 - [162] Gosman, A. D. and Ahmed, A. M. Y., Measurement and Multidimensional Prediction of Flow in a Axisymmetric Port/Valve Assembly, SAE Paper, No. 870592(1987).
 - [163] Leschziner, M. A. and Dimitriadis, K. P., Numerical Simulation of Three-Dimensional Turbulent Flow in Exhaust-Manifold Junctions, Proc. IMechE, C09/87 (1987), pp. 183-190.
 - [164] Brandstätter, W., The Increasing Impact of Multidimensional Modelling on the Design and Development of High Speed DI Diesel Engines, SAE Trans., 97(1988), pp. 6.1418-6.1433, (Paper No. 881207).
 - [165] 高森, 村瀬, 河崎, 高丸, 自動車用燃料供給系内流れの数値シミュレーション (第2報, 吸気マニホールド内流れの三次元数値解析), 日本機械学会論文集 (B編), 55-510(1989), pp. 529-534.
 - [166] 高森, 河崎, 川部, 高丸, 自動車用燃料供給系内流れの数値シミュレーション (第3報, 過渡時の吸気マニホールド内流れの解析), 日本機械学会論文集 (B編), 55-514(1989), pp. 1737-1742.
 - [167] 高森, 川部, 河崎, 内藤, 高丸, 自動車用燃料供給系内流れの数値シミュレーション (第4報, 吸気マニホールド内の燃料挙動の三次元数値解析), 日本機械学会論文集 (B編), 56-528(1990), pp. 2526-2532.
 - [168] Errera, M. P. and Janssens, G., Ecoulement Autour de la Soupape d'Admission et dans la Chambre de Combustion d'un Moteur Diesel, Entropie N° 122(1985), pp. 67-76.
 - [169] Errera, M. P., Numerical Prediction of Fluid Motion in the Induction Sysyem and the Cylinder in Reciprocating Engines, SAE Trans., 96(1987), pp. 4.699-4.709, (Paper No. 870594).
 - [170] 杉浦, 山田, 上東, 森西, 里深, 吸気系内流れの数値解析 — 新しい

- 陽的差分法による多次元計算 ――, 自動車技術会論文集, No. 42(1989), pp. 45-49.
- [171] Naitoh, K., Takagi, Y., Kuwahara, K., Krause, E. and Ishii, K., Three Dimensional Computation of Transition to Turbulence in a Reciprocating Engine, Proc. AIAA 20th Fluid Dynamics, Plasma Dynamics and Lasers Conference, AIAA 89-1886(1989).
- [172] 内藤, 吉川, 藤井, 高木, 高次精度三次元数値計算によるエンジン吸気行程過渡流動の解析, 日本機械学会論文集 (B編), 55-515(1989), pp. 1868-1875.
- [173] Le Coz, J. F., Henriot, S. and Pinchon, P., An Experimental and Computational Analysis of the Flow Field in a Four-Valve Spark Ignition Engine -- Focus on Cycle-Resolved Turbulence, SAE Paper, No. 900056(1990).
- [174] Naitoh, K., Fujii, H., Urushihara, T, Takagi, Y and K. Kuwahara, Numerical Simulation of the Detailed Flow in Engine Ports and Cylinders, SAE Paper, No. 900256(1990).
- [175] Haworth, D. C., El Tahry, Huebler, M. S. and Chang, S., Multi-dimensional Port-and-Cylinder Flow Calculations for Two- and Four-Valve-Per-Cylinder Engines: Influence of Intake Configuration on Flow Structure, SAE Paper, No. 900257(1990).
- [176] 杉浦, 山田, 上東, 森西, 里深, 吸気系流れの数値解析 ―― 第2報, 新しい陽的差分法による三次元計算 ――, 自動車技術会論文集, No. 44 (1990), pp. 49-53.
- [177] Takenaka, Y., Yabe, M. Aoyagi, Y. and Shiozaki, T., Three Dimensional Computation of In-Cylinder Flow with Intake Port in DI Diesel Engine, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 425-430.
- [178] Wakisaka, T., Shimamoto, Y., Isshiki, Y., Sumi, N., Tamura, K. and

Modien, R. M., Analysis of the Effects of In-Cylinder Flows during Intake Stroke on the Flow Characteristics near Compression TDC in Four-Stroke Cycle Engines, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 487-492.

第2章 スワール比，体積効率の 予測のための基本的手法

2.1 緒言

四サイクル直接噴射式ディーゼル機関では，ヘリカルポートなど，吸気弁孔流路形状を工夫することにより，燃焼過程に関与する吸入スワールの生成を制御することが行われている[1-11]．流路の設計試作段階においては，弁孔流路のスワール生成能力および流動損失の評価を定常流試験によって行い[12,13]，最適形状を試行錯誤的に求める場合が多いと思われる．しかし，実験的に多くの流路形状について調べるには多くの時間と労力が必要であり，また，定常流試験では機関運転状態における弁孔流路のスワール生成能力，流動損失を求めることはできない．したがって，弁孔流路の開発を効率よく行うためには，設計段階で機関運転時のスワール比および体積効率に及ぼす形状の影響を予測することが有効な手段と考えられる．

一方，計算機および数値解析技術の発達に伴い，内燃機関の分野において数値計算による多次元流動解析が行われるようになった．シリンダ内流れに関しては，軸対称または二次元モデルによる流動解析[14-25]，三次元モデルによる解析が行われている[26-35]．また，吸・排気系では，二次元モデルによる分岐集合部および吸気マニホールド内の非定常流解析，吸気弁孔流路内の定常流解析が行われ[36-40]，三次元モデルでは排気マニホールド分岐集合部の流れが解析された[41]．さらに，吸気弁孔流路を含めてシリンダ内の三次元流動解析が行われるようになっている[42-48]．したがって，吸気弁孔流路の設計に数値計算の手法を利用することは実現可能と思われる．

吸気流路，シリンダを含む新気の全流動過程を三次元的に数値解析すれば，機関運転時の吸気弁孔流路内およびシリンダ内のガス流動状態を予測できるが，多くの演算時間を要するので，吸気弁孔流路の設計にこの方法を用いるのは現時点で実用的でない．一方，吸気弁孔流路のスワール生成能力および流動損失に着目すれば，シリンダ内の三次元流動計算を行わずとも弁孔流路内のみの三次元計算

結果からそれらの特性を検討できると思われる。したがって、ガス交換過程の一次元計算を併用して、吸気弁孔流路内のみの機関運転状態における三次元ガス流動計算を行えば、計算機の記憶容量、演算時間が節約できるので、弁孔流路の設計にこの方法を活用できるであろう。

本章では、機関運転状態における吸気弁孔流路形状とスワール比および体積効率との関係を予測することを目的として、ガス交換過程の一次元計算結果を境界条件に用い、吸気弁を含むシリンダヘッド内の流路のみ非定常三次元ガス流動解析を行うことにより、スワール比、体積効率を推定することを試みたので、その基本的方法について述べる。さらに、この方法を用いて簡単な形状の流路およびヘリカルポートを対象に計算を行い、機関運転時のスワール比、体積効率に及ぼす吸気弁孔流路形状の影響が推定可能なことを確認した。

2.2 解析の手順

吸気弁孔流路の適切な形状を求める手順を図2-1に示す。まず、機関諸元および弁孔流路の原型モデルを用意する。つぎに、吸・排気系を含む機関のガス流動系の一次元モデルを作成し、ガス交換過程の一次元計算を行って、クランク角に対する弁孔流路入口における圧力、温度および速度、弁孔流路の弁出口すなわちシリンダの圧力、温度を求める。これら流路入口、弁出口の状態値を用いて、原型モデル流路内のガス流動を三次元計算し、フローパターン、弁出口速度分布、スワール比および体積効率を求める。

一次元計算においては、吸気弁孔流路部の曲がり損失、弁流量係数の推定値を用いる。推定値が妥当であれば、一次元計算により実機運転時の流動状態を再現できると考えられる。三次元計算では、流路部の損失、弁流量係数を計算することになるので推定値の設定はない。一次元計算における推定値が妥当でないと、三次元計算で得られる体積効率は一次元計算時に得られる体積効率と一致しない。この場合、三次元計算に用いる境界条件値が計算対象の吸気弁孔流路に対して妥当でないことを意味する。したがって、三次元計算で得られた体積効率と一次元計算時の体積効率との差が大きい場合には、一次元計算で用いる曲がり損失、弁流量係数を修正して再度計算する必要がある。

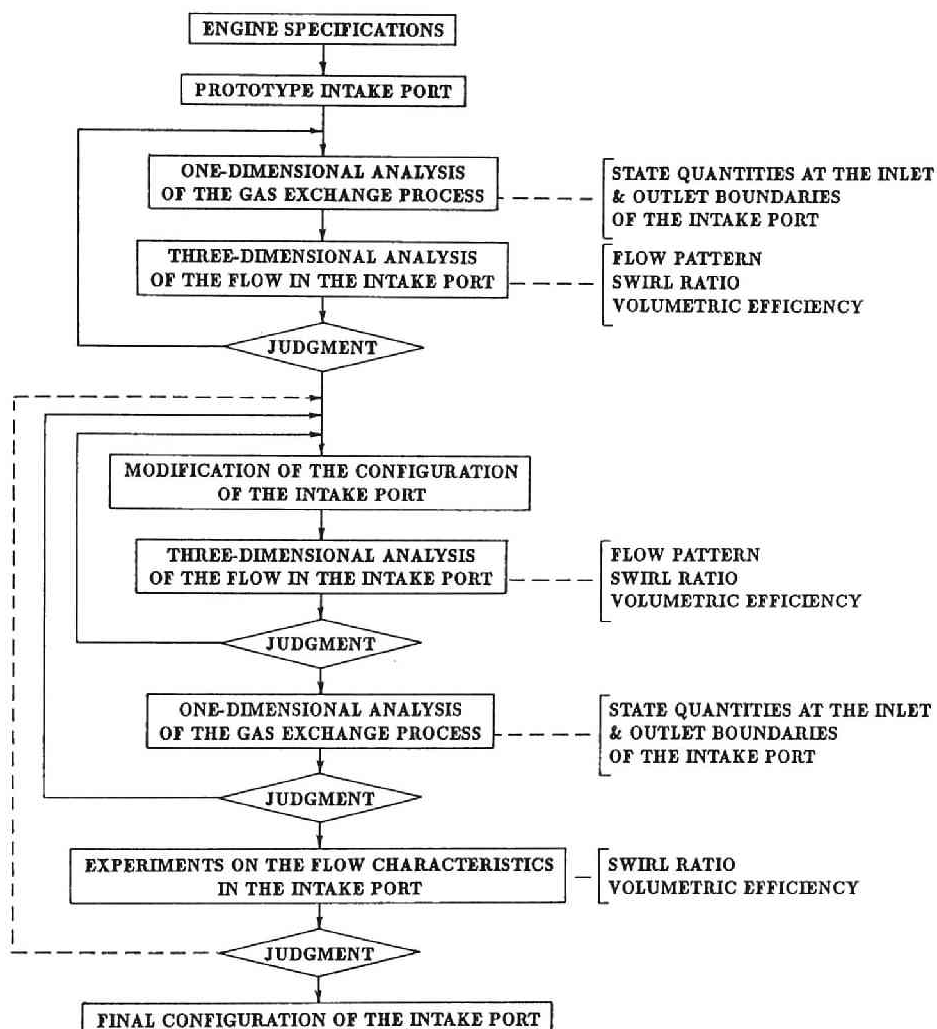


図2-1 吸気弁孔流路形状の検討手順

続いて、流路モデルの形状を変更し、流路内の三次元流動計算を行う。この時、流路入口、弁出口の境界条件には、便宜的に原型モデル計算時と同一の境界値を用いる。この手順を繰り返して流路形状と流動特性との関係を調べ、所期の特性を持つ流路形状を決定する。

最後に、前ステップで得られた流路形状に基づいて曲がり損失、弁流量係数を修正後、再度一次元計算を行い、得られた境界条件値と原型モデルでの値を比較

する。その差が大きい場合には再度三次元計算を行う必要がある。最終形状の決定に当たっては、実験による確認に委ねる。

一次元と三次元の計算を組み合わせるこの方法では、実際の流動状態に近い圧力変化のもとで吸気弁孔流路内のみの三次元流動計算を行うので、比較的短い演算時間で流路形状がスワール比、体積効率の両者に与える影響を同時に調べることができる。弁孔流路を前後の流動系から切り離し、その流路内の流動のみの三次元計算を行うので、実際の流動からずれる恐れもあるが、弁孔流路形状の影響の相対比較は可能であろう。

2.3 一次元解析方法[49]

2.3.1 解析方法の概要および仮定

シリンダ、吸・排気系を図2-2 に示すように、容器、円管、絞りの各要素が結合された系に置き換え、熱伝達、摩擦損失などを考慮して容器、管内の状態変化を、結合点における境界条件式を用いて解けば、吸・排気系、シリンダに発生する圧力、温度、流量などの時間的变化が求まる。解析に当たって用いた主な仮定を以下に示す。

(1) 管内は一次元流れであり、熱伝導あるいは乱れによるガス相互の熱移動はない。

(2) 容器内の状態は一様であり、容器に流入したガスは、容器内ガスと瞬

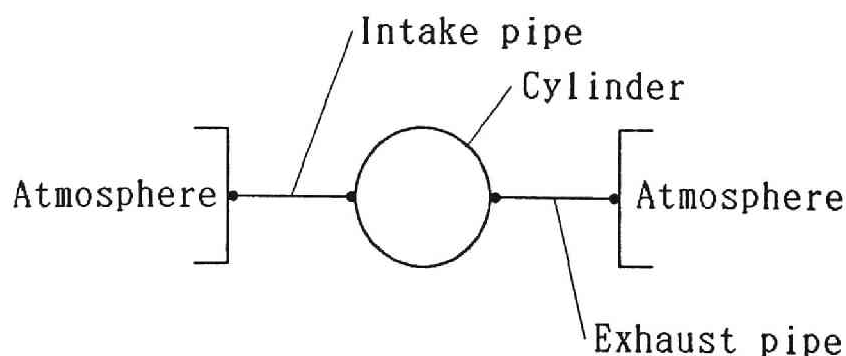


図2-2 吸・排気系の一次元モデル

時に完全混合する。

(3) 絞り，管端などにおける境界条件式には，定常流の関係式を適用できる。

(4) 流量係数，熱伝達率，摩擦係数，管の曲がり損失には，定常流の値を適用できる。

(5) シリンダ，ピストン，吸・排気管系の壁温は時間的に変動しない。

2.3.2 管内流れの基礎方程式

図2-3 のように連続的に断面積が変化する円管に沿って座標軸 x_p をとり，任意の断面Aにおける連続の式を求めると，

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x_p} + \rho \frac{\partial u}{\partial x_p} + 2\rho u \frac{d \ln d_p}{d x_p} = 0 \quad \dots\dots\dots(2-1)$$

ここで， ρ : 密度， t : 時間， u : 速度， d_p : 円管の直径。

摩擦損失，管の曲がり損失を考慮した運動方程式は，

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x_p} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_p} + \left(\frac{\xi_p}{d_p} + \zeta_p \right) \frac{u |u|}{2} = 0 \quad \dots\dots\dots(2-2)$$

ここで， p : 圧力， ξ_p : 管の摩擦係数， ζ_p : 管の曲がり損失係数。

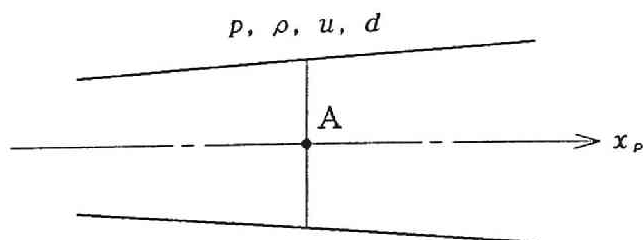


図2-3 管の一次元モデル

管内ガスへの熱流量，摩擦損失などによる発熱を考慮したエネルギー式は，

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x_p} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x_p} \right) \\ = (\kappa - 1) \rho \left\{ q_p + \left(\frac{\xi_p}{d_p} + \zeta_p \right) \frac{|u|^3}{2} \right\} \dots\dots\dots(2-3) \end{aligned}$$

ここで， a ：音速， κ ：ガスの比熱比， q_p ：壁から管内ガスへの単位時間，質量当たりの熱流量．

式(2-1) から式(2-3) を特性曲線法によって解き，管内ガスの圧力，温度，速度などの時間的変化を求める．

2.3.3 容器内の状態変化

単位時間当たりに流入するガスの質量を m ，全エンタルピーを H_T^i ，壁からの伝熱量を Q_w で表せば，質量およびエネルギーの平衡式は，

$$\frac{d}{dt} (\rho V) = m \dots\dots\dots(2-4)$$

$$\frac{\kappa}{\kappa - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\kappa - 1} V \frac{dp}{dt} = H_T^i + Q_w \dots\dots\dots(2-5)$$

ここで， V ：容器の容積．式(2-4)，式(2-5)を解くことにより，容器内の状態量を求める．

2.3.4 境界条件式

容器-絞り-容器系では，絞りの厚さが無いものとし，断熱変化の関係を用いて境界条件式を求める．管-絞り-容器系，径違い管，分岐集合部では，それぞれの接続点において圧力波の関係式，エネルギーおよび連続の式を解いて境界条件を

求める．

2.3.5 計算手順

機関，吸・排気系の寸法，大気状態，運転条件，各部の壁温，管については分割点の壁温，曲がり損失係数をデータとして与え，初期条件を仮定して，排気弁開時より計算を始める．時間刻み Δt 後のシリンダ，容器内の状態，ついで管内の状態を求めた後，境界条件式を用いて，シリンダあるいは容器と管の接合点の状態を計算する．この手順を機関の1サイクルについて繰り返せば第1サイクルにおける体積効率および吸・排気系内の圧力変化が求まる．第2サイクルは，排気弁開時のシリンダ圧力，温度を初期の設定値に改めるだけで，同一手順を繰り返せばよく，体積効率が収束したときのサイクル値を解にする．

2.4 三次元解析方法

2.4.1 流路モデルおよび仮定

解析の対象とした吸気弁孔流路は，図2-4 に示すように吸気マニホールドあるいは吸気管とシリンダヘッドとの接合部を入口境界，吸気弁孔径を直径とし，弁

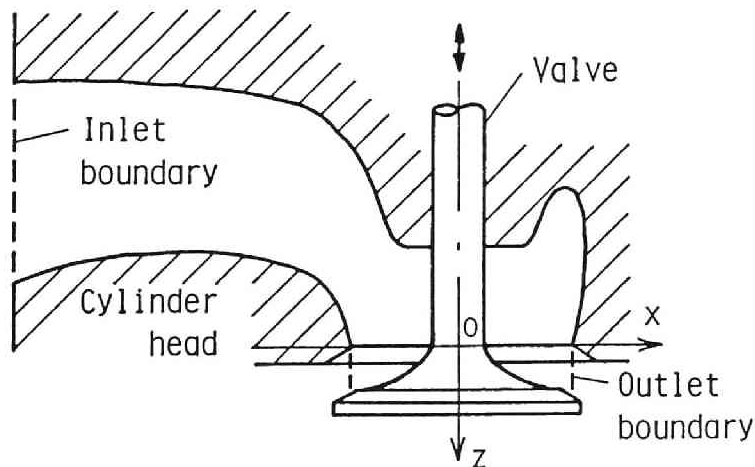


図2-4 吸気弁孔流路

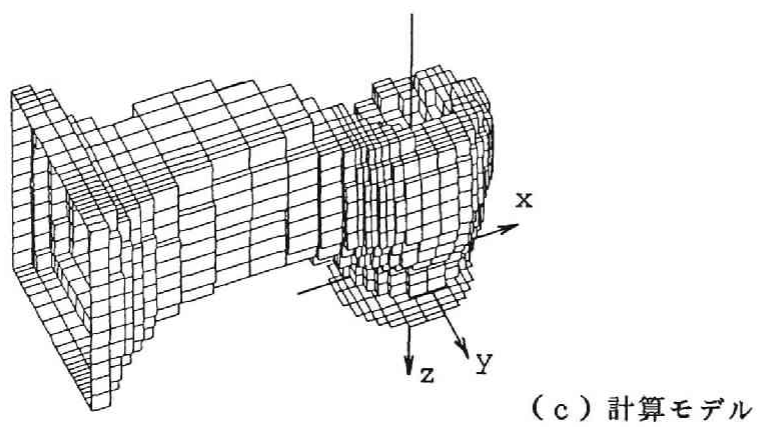
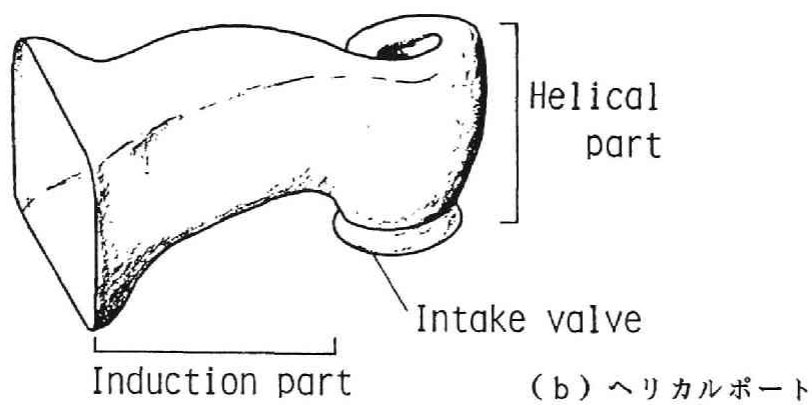
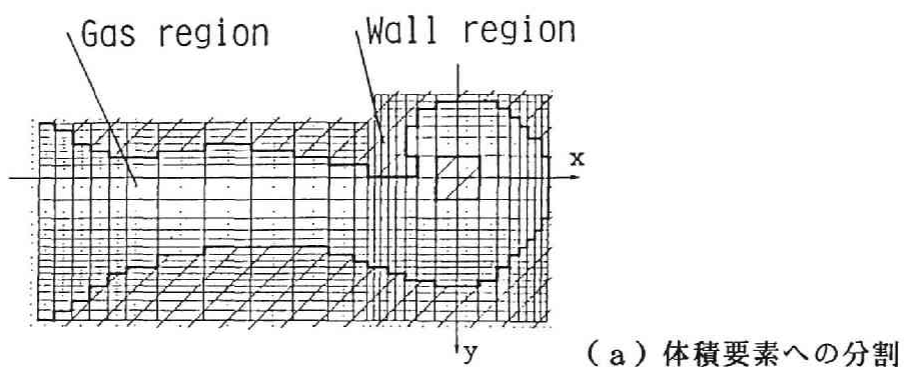


図2-5 吸気弁孔流路のモデル化

と弁座間に構成される円筒面を弁出口境界とするシリンダヘッド内の流路である。

任意形状の流路内の流動解析を行う方法には、有限要素法[47]、一般曲線座標を用いた差分法あるいは有限体積法 [42, 43, 46, 48]があるが、ここでは、計算格子生成の容易さを考慮して、座標系にはデカルト座標系 (x, y, z) を用いる。

z 軸を弁軸にとり、 z 軸と図2-4 に示す弁着座位置を含む平面との交点を原点とし、 x 軸は入口境界面に垂直な方向に選ぶ。壁境界を図2-5(a)に示すように階段状の境界で近似することにより、たとえば、図2-5(b)に示すような流路を図2-5(c)のモデルで表す。また、弁傘部については、ここでは簡単のため円盤で近似した。弁の動きに伴って時間的に変化する原点を含む $x-y$ 面と円盤との間の空間には、間隔が時間的に変化する伸縮座標を用いている。

吸気弁孔流路内の三次元流動解析に当たって用いた主な仮定を以下に示す。

(1) 弁孔流路内のガスは理想気体の状態方程式に従う圧縮性粘性流体である。

(2) 渦粘性係数には Subgrid Scale モデル[50]に基づく式を適用できる。

(3) 弁孔流路入口境界における圧力、温度の平均値には、一次元流動計算で別途に計算した流路入口における全圧、全温度（クランク角の関数）から等エントロピー変化を仮定して求めた値を用いる。速度の方向、速度分布および温度分布の形を与える。

(4) 吸気弁出口面よりシリンダに流出するガスは半無限大の空間に流出する。シリンダ壁の影響は無視する。

(5) 弁出口境界の圧力は一様であり、その値には、一次元計算で求めたクランク角とともに変化するシリンダの圧力の値を用いる。

2.4.2 基礎方程式

吸気弁孔流路内のガスを理想気体の状態方程式に従う圧縮性粘性流体とすれば、流路内流れに対する質量・運動量・エネルギーの各保存式は、次の偏微分方程式で表される。

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho v_x \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho v_y \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho v_z \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) = S_\phi \quad \dots\dots\dots(2-6) \end{aligned}$$

ここで、 v_x , v_y , v_z :それぞれ x , y , z 方向の速度成分, ϕ :従属変数, Γ_ϕ : ϕ に関する有効拡散係数, S_ϕ : ϕ に関するソース項であり, 各保存式に対する ϕ , Γ_ϕ , S_ϕ を表2-1 に示す.

z 軸方向に伸縮座標変換を行うと, 式(2-6)は次のようになる.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{z_v} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi z_v) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} - \rho v_x \phi \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} - \rho v_y \phi \right) \\ & + \frac{1}{z_v} \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{1}{z_v} \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial \xi} - \rho v_\xi \phi \right) + S_\phi \quad \dots\dots\dots(2-7) \end{aligned}$$

ここで, ξ , z_v , v_ξ は,

$$\xi = z / z_v \quad \dots\dots\dots(2-8)$$

$$z_v = \begin{cases} 1 & \text{: 静止座標の区間} \\ z_{vat}(t) & \text{: 伸縮座標の区間} \end{cases} \quad \dots\dots\dots(2-9)$$

$$v_\xi = v_z - \xi (dz_v/dt) \quad \dots\dots\dots(2-10)$$

ここで, z_{vat} は弁傘部先端に相当する円盤の z 座標である. 渦粘性係数 μ_t

表2-1 ϕ , Γ_ϕ , S_ϕ

Equation	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ	Note :
Mass	1	0	0	$c_{xx} = \frac{\partial v_x}{\partial x}$, $c_{yy} = \frac{\partial v_y}{\partial y}$, $c_{zz} = \frac{1}{z_v} \frac{\partial v_z}{\partial \zeta}$
Momentum	v_x	μ_e	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} (\mu_e \text{div } \mathbf{v})$	$c_{yx} = \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{1}{z_v} \frac{\partial v_y}{\partial \zeta}$
	v_y	μ_e	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial y} (\mu_e \text{div } \mathbf{v})$	$c_{zx} = \frac{1}{z_v} \frac{\partial v_x}{\partial \zeta} + \frac{\partial v_z}{\partial x}$
	v_z	μ_e	$-\frac{1}{z_v} \frac{\partial p}{\partial \zeta} + \frac{1}{3 z_v} \frac{\partial}{\partial \zeta} (\mu_e \text{div } \mathbf{v})$	$c_{xy} = \frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y}$
Energy	h	$\left(\frac{\mu}{\sigma}\right)_e$	$\frac{\partial p}{\partial t} + v_x \frac{\partial p}{\partial x} + v_y \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{v_z}{z_v} \frac{\partial p}{\partial \zeta}$ $+ \mu_e [2(c_{xx}^2 + c_{yy}^2 + c_{zz}^2) + \mu_e \{2(c_{xx}^2 + c_{yy}^2 + c_{zz}^2) + c_{yx}^2 + c_{xz}^2 + c_{xy}^2 - \frac{2}{3}(\text{div } \mathbf{v})^2\}]$	$\text{div } \mathbf{v} = c_{xx} + c_{yy} + c_{zz}$ $\mu_e = \mu_t + \mu_t, \sigma_t = 0.72$ $\left(\frac{\mu}{\sigma}\right)_e = \left(\frac{\mu}{\sigma}\right)_t + \left(\frac{\mu}{\sigma}\right)_t, \sigma_t = 0.9$

は妥当な乱流モデルに基づいて定める必要がある。ここでは、モデル定数が一つであることなどを考慮して Subgrid Scale モデルを用い、次式で μ_t を求めた。

$$\mu_t = \rho (c_\mu \Delta_c)^2 [2(e_{xx}^2 + e_{yy}^2 + e_{zz}^2) + e_{yx}^2 + e_{xz}^2 + e_{xy}^2]^{1/2} \dots\dots\dots(2-11)$$

ここで、 c_μ : 定数 (=0.1 [50]) , Δ_c : 体積要素の代表寸法 [= (体積要素の実体積)^{1/3}] 。

2.4.3 離散化方程式

ここでは、圧縮性粘性流体の一般保存式(2-7)を Tank and Tube 法[51-54]に基づいて離散化し、これを陰的に解く。

解析する領域を図2-6(a)に示すような直方体の体積要素に分割する。従属変数である密度 ρ , 圧力 p , 比エンタルピー h は図2-6(a)に実線で示す体積要素内の値であり、各速度成分 v_x , v_y , v_z は体積要素の境界面上の値である。エネルギー保存式、すなわち式(2-7)中の $\phi=h$ に関しては、図2-6(a)の実線で示す体積要素について、また、運動量保存式 $\phi=v_x$, v_y , v_z に関しては

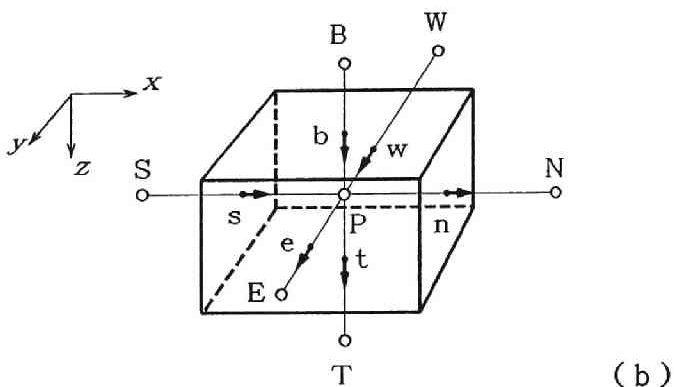
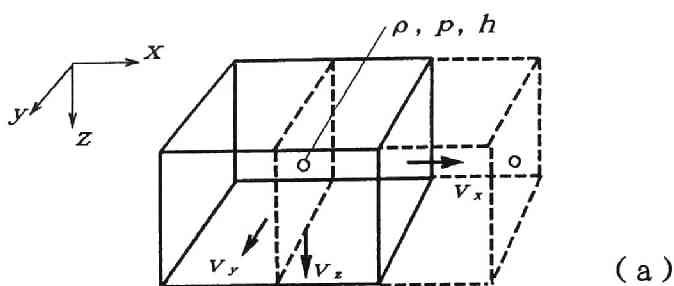


図2-6 体積要素

h の体積要素から半要素分だけずれた体積要素 [たとえば v_x の場合，図2-6(a)の破線で示す体積要素] についての離散化式を求める．

図2-6(b)に示す格子点Pの周りの体積要素について， ϕ に関する離散化式を導く．点Pの周囲の格子点を点N，S，E，W，T，B，格子と体積要素の境界面との交点をn，s，e，w，t，bとする．体積要素内および体積要素の境界面において諸量は一様に分布すると仮定し，式(2-7)の両辺に z_v を掛けた式を，体積要素において積分するとともに，時間微分項を差分化して整理すると，

$$\frac{(\rho \phi z_v \Delta V)_P^n - (\rho \phi z_v \Delta V)_P^o}{\Delta t} = f F^n + (1-f) F^o \quad \dots\dots\dots(2-12)$$

ここで,

$$F \equiv \iiint_{\Delta V} [\text{式(2-7)の右辺} \times z_v] dx dy dz \quad \dots\dots\dots(2-13)$$

ΔV : 体積要素の体積, Δt : 時間刻み, 添字 P : 点 P の値, o , n : それぞれ時刻 t および $t + \Delta t$ における値.

式(2-12)の f は, 対流, 拡散, ソース項を評価する時刻に関する重み付け係数 ($0 \leq f \leq 1$) である. $f = 0.5$ では時間に関して2次精度の差分になるランク・ニコルソンの陰解法, $f = 1$ では1次精度の完全陰解法となる. 本章ではランク・ニコルソン法を用いているが, この場合, 解が振動的になることがあったので, 第4章以降では, 安定度の高い完全陰解法を用いることにした.

式(2-13)を積分すると,

$$F = (\sum_c \Delta m_c) \phi_P + \sum_c (\Delta m_c \alpha_c) (\phi_c - \phi_P) + (S_\phi z_v \Delta V)_P \quad \dots\dots\dots(2-14)$$

ここで, 添字 c は点 n, s, e, w, t, b を表す (ただし, ϕ の添字の場合, c は点 N, S, E, W, T, B を表す). Δm_c は体積要素境界面から体積要素に流入する質量流量を表し, α_c は対流項と拡散項の寄与を表す係数である. Hybrid 法[55]では, 式(2-14)右辺第2項の $\Delta m_c \alpha_c$ を次のように取り扱う.

$$\Delta m_c \alpha_c = D_c \llbracket 0, 1 - |Pe|/2 \rrbracket + \llbracket \Delta m_c, 0 \rrbracket \quad \dots\dots\dots(2-15)$$

ここで, D_c : 拡散コンダクタンス[56], Pe : ペクレ数[57]であり, 記号 $\llbracket \rrbracket$ は, つぎの演算子を表す.

$$\begin{aligned} a \geq b \text{ のとき, } \llbracket a, b \rrbracket &= a \\ a < b \text{ のとき, } \llbracket a, b \rrbracket &= b \end{aligned}$$

質量保存式に対して，以上と同様の離散化を行うと，

$$\frac{(\rho z_v \Delta V)_P^n - (\rho z_v \Delta V)_P^o}{\Delta t} = f (\sum_c \Delta m_c)^n + (1-f) (\sum_c \Delta m_c)^o \quad \dots\dots\dots(2-16)$$

式(2-12)の F^n に式(2-14)を代入するとともに，{式(2-12) - [式(2-16) × ϕ_P^n]} / f なる操作を行うと，最終的な離散化方程式として，

$$A_P \phi_P^n = \sum_c a_c \phi_c^n + A_P^o \phi_P^o + B_P \quad \dots\dots\dots(2-17)$$

を得る．ここで，添字 c は点N，S，E，W，T，Bを表し，

$$a_c \equiv (\Delta m_c \alpha_c)^n \quad \dots\dots\dots(2-18)$$

$$A_P^o \equiv (\rho z_v \Delta V)_P^o / f \Delta t \quad \dots\dots\dots(2-19)$$

$$B_P \equiv (S_c z_v \Delta V_P)^n + (1/f - 1) F^o \quad \dots\dots\dots(2-20)$$

$$A_P \equiv \sum_c a_c + A_P^o + (1/f - 1) (\sum_c \Delta m_c)^o - (S_P z_v \Delta V_P)^n \quad \dots\dots\dots(2-21)$$

である．ソース項の取扱いにおいては， $S_\phi = S_c + S_P \phi_P$ なる線形化を行うと計算が安定するので[58]，これを用いた．

式(2-17)は， $\phi = h$ すなわちエネルギー保存式に関する体積要素についての離散化方程式であるが，運動量保存式， $\phi = v_x, v_y, v_z$ に関しても，それぞれの保存式に対する体積要素において上記と同様の操作を行うことにより，式(2-17)と同形式の3種類の離散化方程式を得る．

2.4.4 計算手順

任意の時間ステップにおける既知の諸量を用いて，離散化された運動量およびエネルギー保存式を解き，次の時間ステップにおける速度とエンタルピーを求める．得られた速度場，温度場は質量保存式を満たさないため，各保存式より導かれる圧力補正式[59]を解いて圧力補正量 p' を求め，これをもとに質量保存式を満たすように，速度，エンタルピー，圧力を補正する．圧力補正式を以下に示す．なお，密度は補正されたこれらの値から算出する．

$$A_P p'_P = \sum_c a_c p'_c + E_P \quad \dots\dots\dots (2-22)$$

ここで，

$$A_P \equiv \sum_c a_c + \sum_c b_c + c_P \quad \dots\dots\dots (2-23)$$

$$E_P \equiv [\text{式(2-16)の(右辺-左辺)}] / f \quad \dots\dots\dots (2-24)$$

ここで， a_c ， b_c ， c_P ：運動量およびエネルギーに関する離散化方程式から導かれる係数であり，添字 c は点 N，S，E，W，T，B を表す．

以上の計算で得られた諸量は，運動量およびエネルギー保存式を満たさないから，繰り返し計算を行う．各離散化方程式の残差の絶対値の空間平均値が許容誤差以内になったとき，収束解が得られたとし，次の時間ステップに進む．

2.4.5 初期条件および境界条件

吸気弁孔流路内の初期状態を設定し，吸気弁開時期から弁閉時期までの計算を行う．ここでは，初期条件は静止状態とし，クランク角 2.5° ごとに計算した．

境界条件には次の仮定を用いた．

(1) 入口境界 境界面の状態が既知であれば，それを用いればよいが，ここでは，境界断面の速度，温度の分布は一樣，速度の方向は断面に垂直とした．

(2) 弁出口境界 ガスは弁座の円錐面に沿って流れる。出口境界より流出するときの円錐面に沿った流れの方向は隣接する上流側体積要素内の流れの方向と等しい。出口境界より逆流するときは円錐面に沿って弁中心方向に流れる。

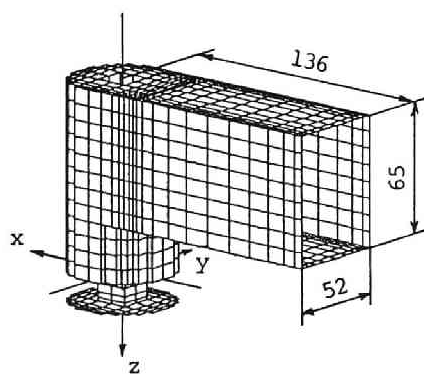
(3) 壁境界 壁に接するガスの速度は零、温度は壁温に等しいとする。吸気弁孔流路では、温度変化が小さいと考えられるので、壁面におけるガスの温度こう配は、壁に接する体積要素中心温度と壁温から直線近似で求める。

2.5 定常流による計算と実験との比較

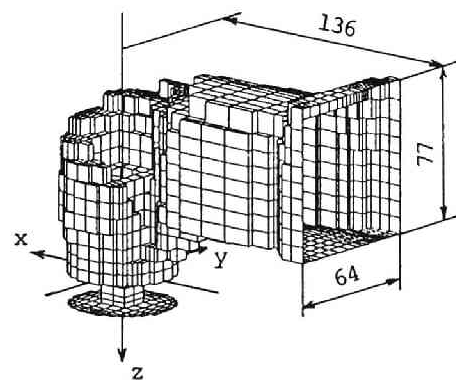
2.5.1 計算モデルおよび定常流の計算手順

簡単のため吸気弁を円盤状弁に置き換えたモデルを用いて定常流実験との比較を行った。用いた流路モデルは、図2-7(a)に示すように直管に矩形断面流路を直角に取り付けたモデルRP-D、図2-7(b)に示すヘリカルポートを模擬したモデルHP-Dである。

定常流の計算においては、まず、所定の弁揚程、流路入口、シリンダ間の圧力差を設定する。流路内の状態の初期値として静止状態を仮定する。この状態より非定常流の計算を始め、十分時間を経過した後の安定した流れをもって定常流における解とした。



(a) モデルRP-D



(b) モデルHP-D

図2-7 吸気弁孔流路モデル

2.5.2 実験装置および実験方法

図2-8(a)に定常流実験装置の概要を示す．内径 130 mm のアクリル製シリンダの上部に吸気弁孔流路を吸気弁軸とシリンダ軸とが一致するように取り付け，ブ

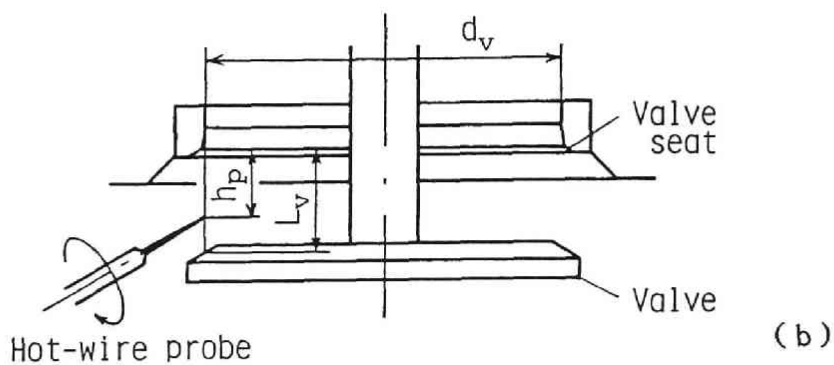
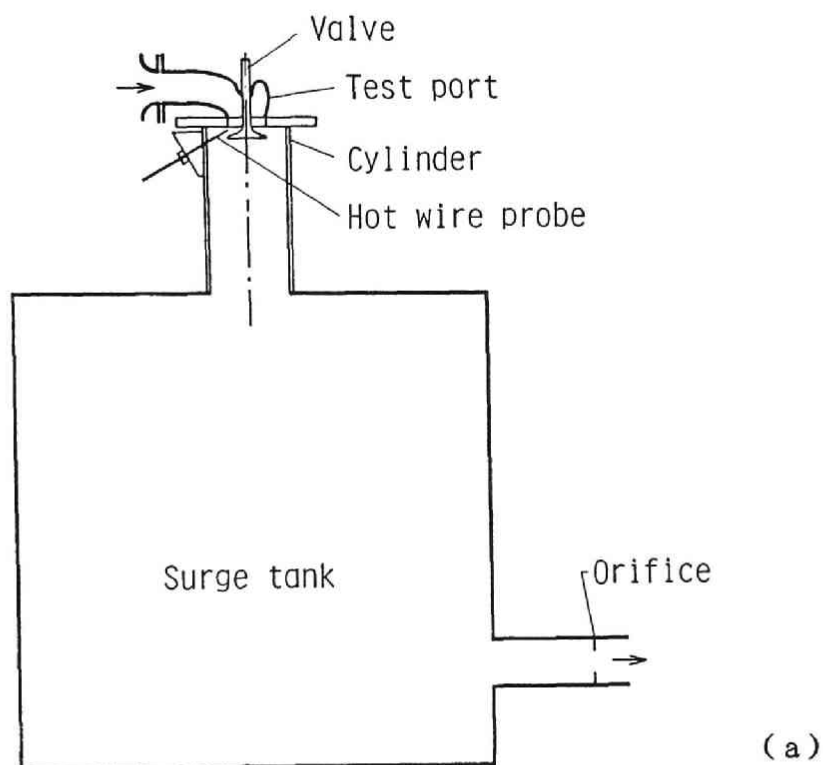


図2-8 定常流実験装置

ロワーで吸引することによって圧力 p_a の周囲大気とシリンダ間に一定の圧力差 Δp ($= 2.06 \text{ kPa}$) を発生させる。弁揚程 L_v に対する質量流量 m をオリフィス流量計で測定する。比熱比を κ ，周囲大気密度を ρ_a とすれば弁孔流路の損失を含む弁の流量係数 C_d は次式で表される。

$$C_d = \frac{m}{F_v \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_a \rho_a \{ (1-\Delta p/p_a)^{2/\kappa} - (1-\Delta p/p_a)^{(k+1)/\kappa} \}}} \quad (2-25)$$

ここで、弁座部流路面積 F_v は、弁揚程 L_v ，弁座角 γ ，弁孔径 d_v を用いれば、

$$F_v = \pi L_v \cos \gamma (d_v + L_v \cos \gamma \sin \gamma) \quad \dots\dots\dots(2-26)$$

また、弁揚程を最大値 14.3 mm に設定し、シリンダ側壁より弁と弁座の間隙に挿入した熱線プローブ（直径 $5 \text{ }\mu\text{m}$ ，長さ 1.2 mm のタングステン線）で、図 2-8(b) に示す弁出口面の位置での速度を弁軸回りに 18 箇所測定した。プローブをその軸回りに回転させることによって得られる 3 回転位置での熱線流速計出力から直交する 3 成分の速度を算出する[60]。なお、弁座位置における速度については、図 2-8(b) に示した $h_p = 3, 5, 7, 9, 11, 13 \text{ mm}$ における速度を測定している。

2.5.3 流量係数

モデル RP-D（計算の対象となる体積要素数約 2100）についての流量係数 C_d の計算値と実験値を図 2-9 に示す。弁揚程 L_v は弁孔径 d_v で割って正規化してある。図 2-9 から、 $L_v/d_v = 0.125$ 付近で C_d の実験値は急激に変化することがわかる。この変化は、弁と弁座間の流路における流動パターンの変化によるもの[61]と推定される。計算では、弁出口および弁座部の境界条件をきめ細かく設定できないので、かかる現象を表現できず、揚程の小さい範囲で誤差が大き

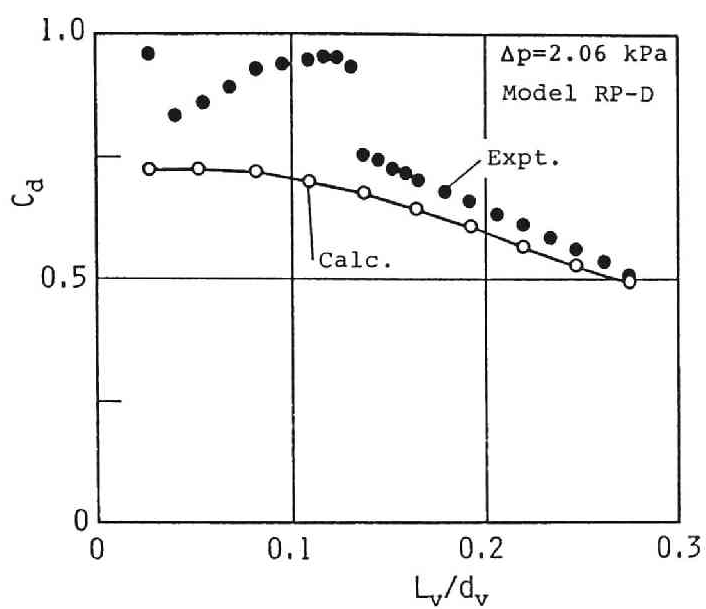


図2-9 弁揚程に対する流量係数（モデルR P-D，定常流）

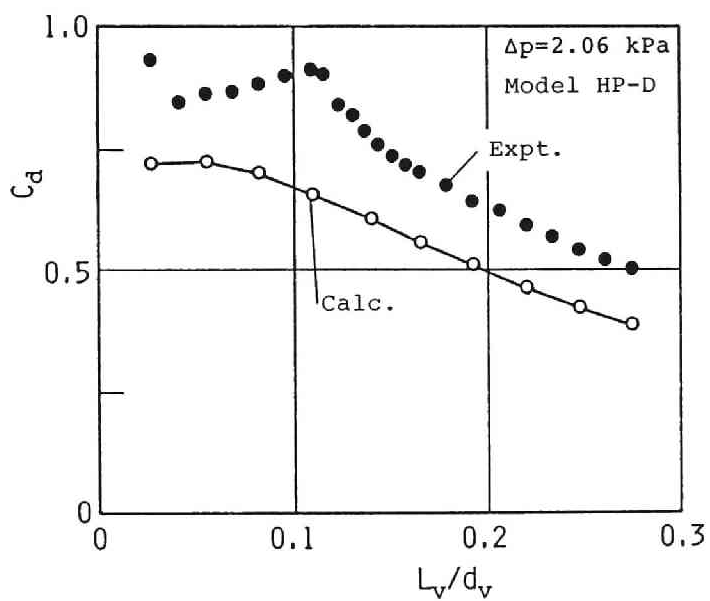


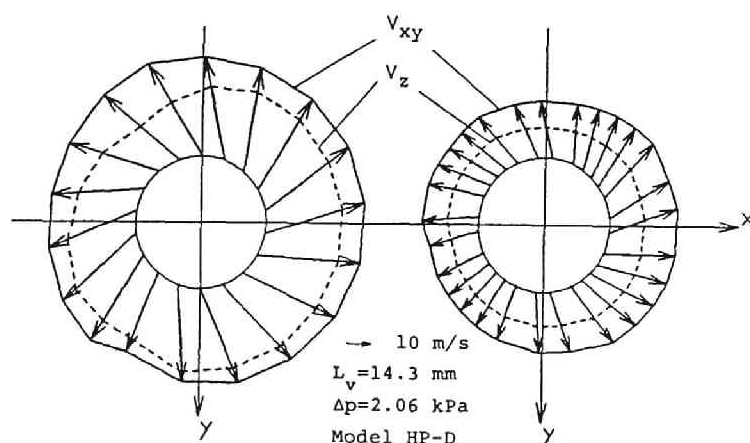
図2-10 弁揚程に対する流量係数（モデルH P-D，定常流）

くなっている。しかし、揚程の大きい範囲では、 C_d の計算値と実験値とがほぼ一致することより、この範囲の流量特性については、妥当な計算結果が得られていると言えるであろう。

モデルHP-D（計算の対象となる体積要素数約 3200）について、 L_v/d_v に対する流量係数 C_d の計算値と実験値を図2-10に示す。図2-9 との比較からわかるように、弁揚程の小さい範囲では、モデルRP-DとモデルHP-Dについての C_d の計算値と実験値との差は同程度であるが、揚程が大きい場合、計算値と実験値との差はモデルHP-Dの方が大きい。揚程の小さい範囲では、流路部の損失が弁の損失に比べて小さいので、両モデルの流量に差は表れないが、計算においては、揚程が大きい場合、モデルHP-Dの流路部の損失が過大に計算されるため、モデルHP-Dの場合の誤差が大きくなるものと思われる。

2.5.4 弁出口速度分布

弁出口の速度分布は、弁出口面上の各点における速度分布を弁軸方向に平均した値で表すことにする。モデルHP-Dについて、 v_x 、 v_y の合成速度、すなわち弁軸に垂直な $x-y$ 面に平行な面内の速度ベクトル v_{xy} および弁軸に平行な



(a) 実験結果

(b) 計算結果

図2-11 弁出口速度分布（定常流）

成分 v_z の分布を図2-11(a)に示す。また、図2-11(b)に計算結果を示す。計算結果は実験結果に比べ小さい。実験結果には、はく離が生ずると考えられる弁面および弁座近傍における速度分布は含まれておらず、速度の大きさが流量に対応しないので、図2-11(a)、(b)の差は、流量係数の図2-10から推定される差よりも大きく表れている。また、計算では、ガスは弁座に平行に流出すると仮定しているので、 v_{xy} と v_z との比は一定となっているが、実験値ではこの比が一定でないなど、計算結果は実際とは異なることがわかる。しかし、計算結果の速度ベクトルは反時計方向にねじれており、実験結果と同様の傾向を示していることから、ヘリカルポートの弁出口速度分布の特徴を一応表していると言える。壁面および弁出口の境界条件をさらに改良すればより実際に近づくものと思われる。

以上、計算と実験との比較が十分ではなく、複雑な形状の流路に対して損失が大きめに計算され、弁出口境界条件に改良の余地があるものの、本方法によって弁出口面における流動特性は比較的よく捕らえられているものと思われる。

2.6 非定常流の計算

2.6.1 計算モデル

計算の対象とした四サイクル直接噴射式ディーゼル機関の主要諸元は、シリンダ径 130 mm，行程 150 mm，圧縮比 15.6，吸気弁開時期 18° BTDC，同閉時期 52° ABDC，吸気弁孔径 52 mm，弁座角 30° である。また、モデル化した上記の機関のヘリカルポート（モデル P-D）を図2-12に示す。計算する体積要素数は約 2500 である。2.4節で述べた方法によって吸気弁孔流路内のガス流動が解析できることを確認するため、モデル P-D の計算を行う前に、流路部を直管としたモデル S P-D および図2-7(a)に示すモデル R P-D の計算を行った。

弁出口境界には逆流発生状態を含む機関運転時のシリンダ圧力を用いる必要がある。そこで、吸気弁孔流路内のガス流路を想定し、流路に沿って断面を求め、それと同一の断面積を持つ一次元円形流路を仮想し、実測の弁流量係数を用いて一次元特性曲線法によってシリンダ圧力を計算した。機関回転数 30 s^{-1} （1800 rpm）の駆動運転状態におけるシリンダ圧力 p_c を大気圧 p_a で正規化し図2-13に示す。壁温は大気温度に等しいと仮定し、一次元計算による体積効率と三次元

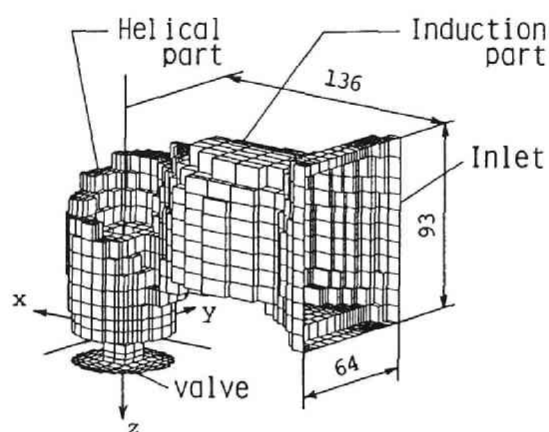


図2-12 ヘリカルポート（モデルP-D）

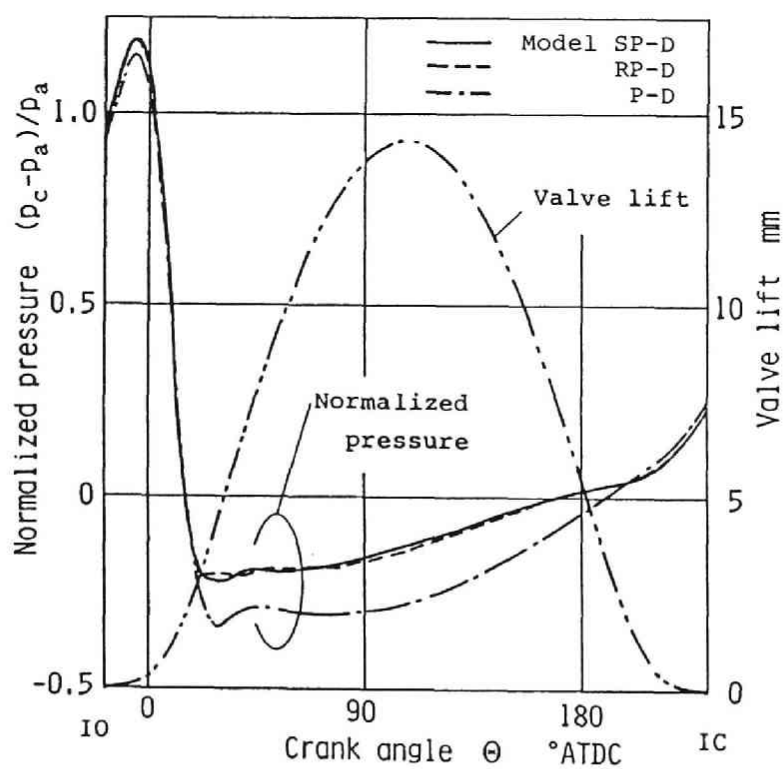


図2-13 シリンダ圧力および弁揚程

計算の体積効率がほぼ同じになるように、一次元計算時の弁孔流路部曲がり損失を修正した。流路形状が複雑なモデルP-Dでは、流路が狭められていること、流動損失が大きめに計算されることのため、他の流路モデルに比べシリンダ圧力が低くなっている。なお、図2-13には弁揚程を併記してある。

2.6.2 簡単なモデルによる検討

直管流路に弁に相当する円盤を設けたモデルSP-Dについて、弁出口面の状態から求めた質量流量 m および体積効率 η_v を図2-14に示す。比較のため、一次元特性曲線法で求めた結果を併記してある。吸入上死点からのクランク角 $\Theta = 90^\circ$ 前後で m に一次元計算の結果と若干の相違は見られるが、三次元計算にお

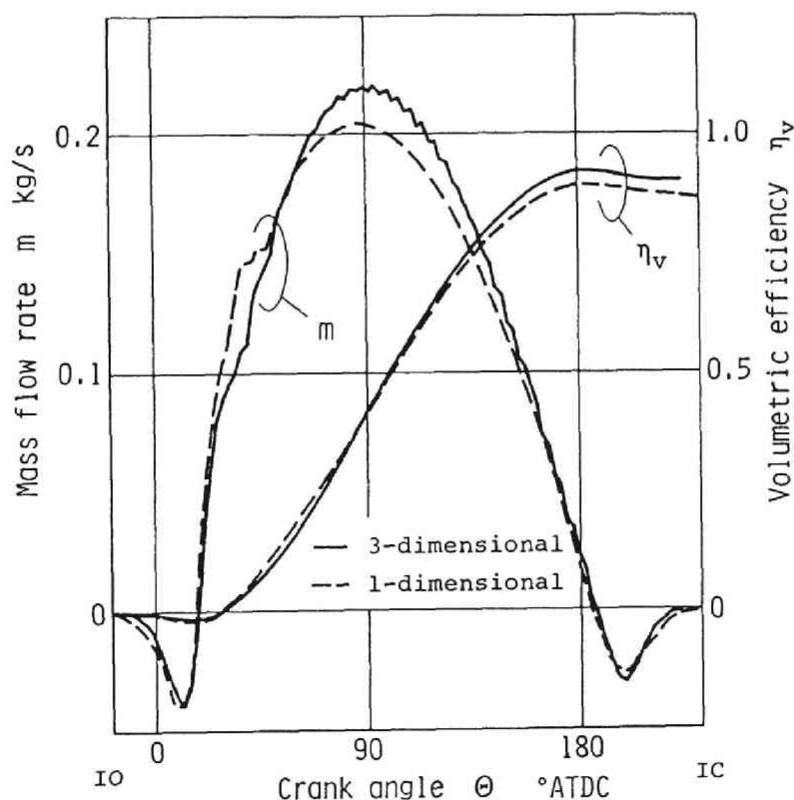


図2-14 質量流量と体積効率（モデルSP-D）

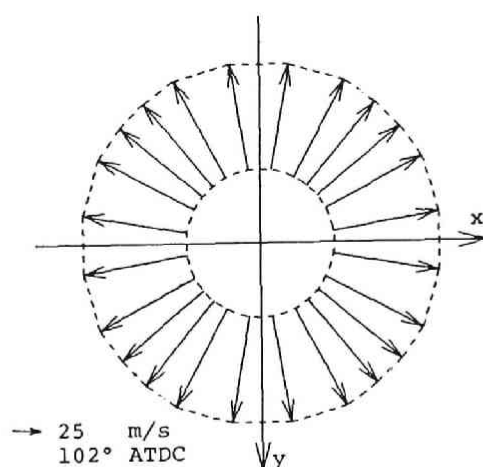


図2-15 弁出口速度分布（モデルSP-D）

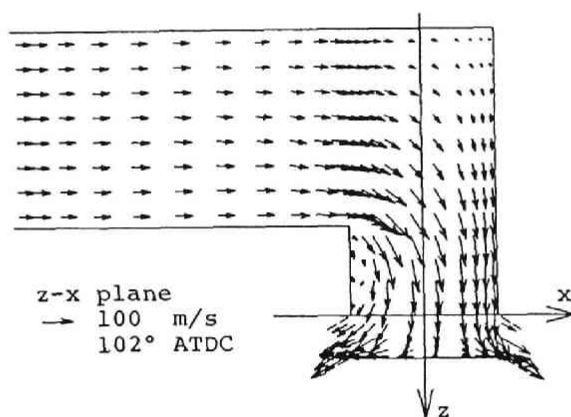


図2-16 速度ベクトル（モデルRP-D）

いても実際に近い駆動運転状態が計算されていると推定してもよいであろう。図2-15に弁出口面のほぼ中央位置における速度分布の一例を示す。図2-15中の矢印は v_x ， v_y の合成速度，すなわち $x-y$ 面に平行な面内の速度ベクトルである。また，直管に矩形流路を直角に付けたモデルRP-Dの $z-x$ 面内の速度ベクトルを図2-16に示す。図2-15で速度分布に偏りがなく放射状に流出していること，

図2-16で流れの方向が直角に曲げられている部分に逆流が見られることなどにより、実際に近い流動状態が表現されていると推定される。

2.6.3 ヘリカルポートモデル

実機のヘリカルポートに模したモデルP-Dの質量流量 m と体積効率 η_v を、一次元の特性格線法による計算結果とともに図2-17に示す。一次元、三次元の計算結果がクランク角に対してほぼ同様の傾向を示していることより、ヘリカルポートのような複雑な流路形状に対しても三次元の計算は、ほぼ妥当な結果を与えると考えてもよいであろう。

図2-18に $\Theta = 102^\circ$ における速度分布の一例を示す。図2-18(a) は $x-y$ 面に平行な断面A-Aにおける x , y 方向の合成速度ベクトルを、図2-18(b) は

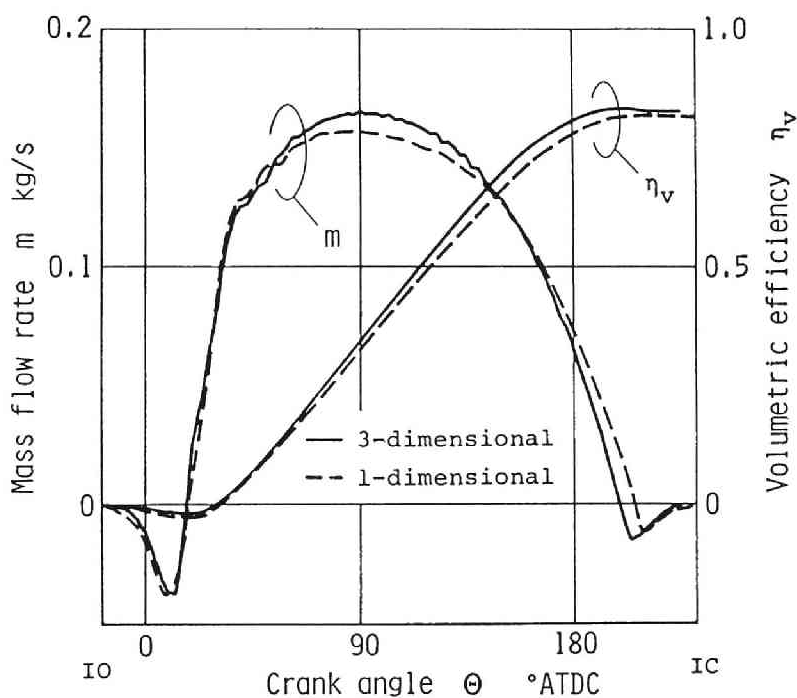


図2-17 質量流量と体積効率（モデルP-D）

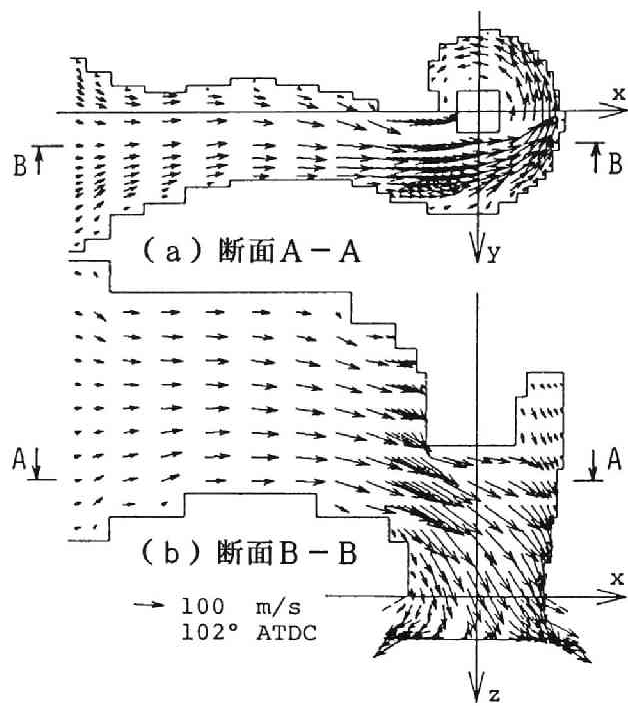


図2-18 速度ベクトル（モデルP-D）

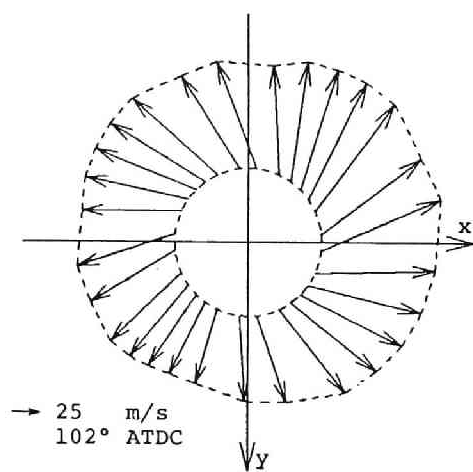


図2-19 弁出口速度分布（モデルP-D）

$z-x$ 面に平行な断面 $B-B$ における合成速度ベクトルを示す。図2-18には流路内の複雑な三次元流れが現れており、流路形状の相違による流路内ガス流動状態の変化をこの方法によって推定できると思われる。

2.6.4 スワール比の推定

モデル $P-D$ の弁出口面における速度分布の一例を図2-19に示す。図2-19は $\Theta = 102^\circ$ における弁出口面のほぼ中央位置の $x-y$ 面に平行な面の速度ベクトルである。弁出口面の速度ベクトルの向きは反時計方向にねじれており、旋回方向速度成分が生じている。また、半径方向速度成分にも偏りの見られることがわかる。以下に弁出口面の速度ベクトルから吸入スワールを推定する方法について述べる。

弁出口面からの流出ガスがシリンダ軸に対して持つ運動量のモーメントをシリンダ内に生ずる角運動量に等しいと仮定すれば、弁出口面の速度分布より吸入スワールの強さを推定することができる。図2-20において、シリンダ中心に対して

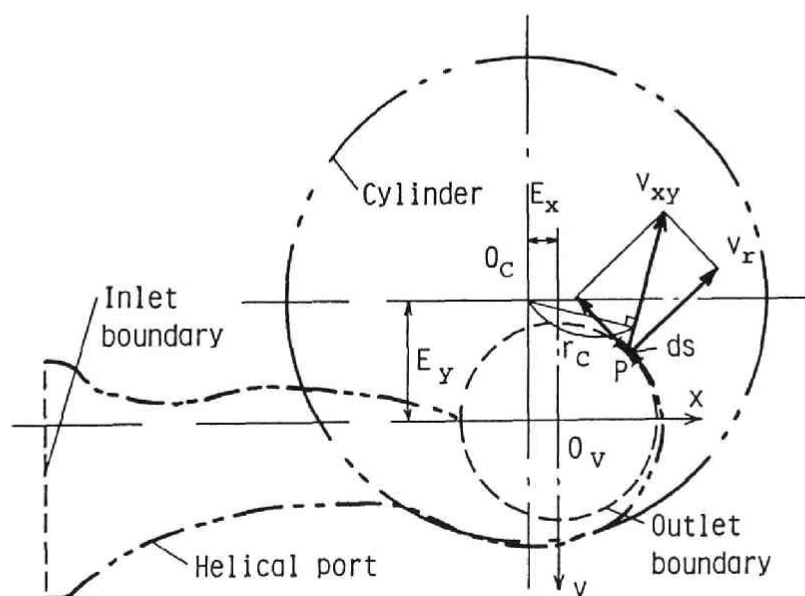


図2-20. スワール比の計算

吸気弁に偏心がある場合，弁出口面上の点Pにおける x , y 方向の合成速度を v_{xy} , シリンダ中心 O_c から v_{xy} 方向の線分に下した垂線の長さを r_c とする．弁出口面に垂直な方向の速度成分を v_r , 弁出口面の微小面積を ds とすれば，シリンダに供給される単位時間当りのシリンダ軸回りの角運動量 Ω_c は，

$$\Omega_c = \int_S \rho v_r v_{xy} r_c ds \quad \dots\dots\dots(2-27)$$

したがって，任意のクランク角 Θ におけるスワール比 S_c は，

$$S_c = \int_{\Theta_{IO}}^{\Theta} \frac{\pi}{180\omega_e} \Omega_c d\Theta / \frac{\omega_e}{2} R_c^2 M(\Theta) \quad \dots\dots\dots(2-28)$$

ここで， Θ_{IO} : 吸気弁開時期， ω_e : 機関回転角速度， R_c : シリンダ半径， $M(\Theta)$: Θ におけるシリンダ内ガス質量．

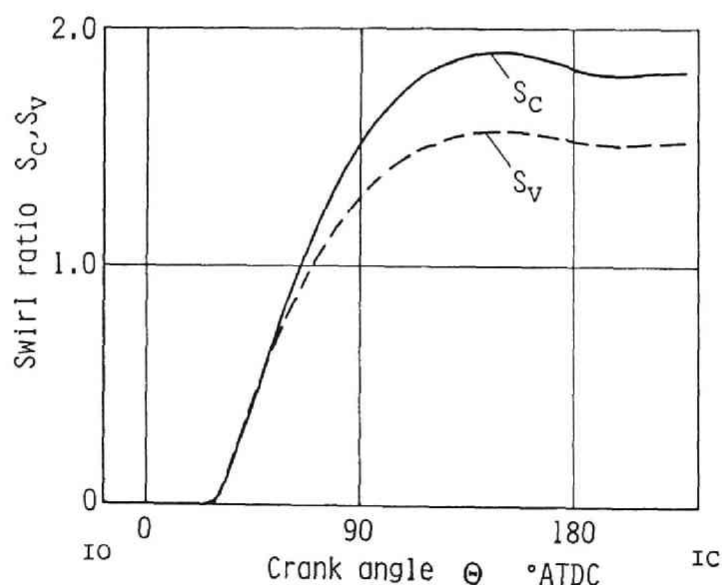


図2-21 クランク角に対するスワール比 (モデル P-D)

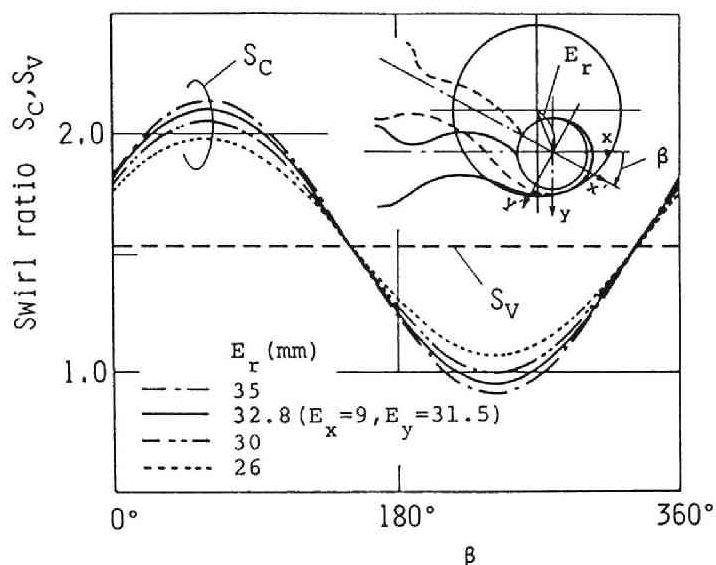


図2-22 吸気弁孔流路の方位・偏心位置に対するスワール比（モデルP-D）

モデルP-Dについて計算したスワール比 S_c を図2-21に示す．弁中心のシリンダ中心に対する偏心量は，図2-20で， x 軸方向に $E_x=9$ mm， y 軸方向に $E_y=31.5$ mmであり，モデル機関の実寸法に相当する．なお，スワールの方向は，図2-20で紙面に向かって反時計方向を正としてある．スワール比は弁中心の偏心量で変化するので，同心の場合のスワール比 S_v を図2-21に併記してある． S_c ， S_v とも，クランク角が進むに従って大きくなり， $\Theta=150^\circ$ で最大値に達する．図2-19から明らかなように，吸気弁出口における速度分布は均一ではなく，この不均一さのために S_c と S_v との差が生じている．

弁のシリンダ中心からの偏心量 E_r （ $=\sqrt{E_x^2+E_y^2}$ ）および吸気弁孔流路の取付角 β とスワール比 S_c の関係を図2-22に示す． β の変化により， S_c は S_v を中心に正弦波状に変化し， E_r が大きくなるに従って変化の振幅が大きくなることわかる．

2.7 結言

ガス交換過程の一次元計算結果を境界条件に用いて，吸気弁を含むシリンダヘッド内の流路のみの非定常三次元ガス流動を解析し，スワール比，体積効率を推定する方法を，実機のヘリカルポートを模擬した流路内ガスの流動状態の予測に応用した．計算と実験との比較が十分ではないが，弁出口の速度分布，スワール比，体積効率の計算結果から，吸気弁孔流路形状がスワール比，体積効率に与える影響度をこの方法によって推定可能なことがわかった．

複雑な形状の流路に対して損失が大きめに計算されること，吸気弁出口境界における仮定の妥当性など問題は残るが，壁面および弁出口の境界条件をさらに改良すれば，より精度の高い数値計算が可能になると思われる．

文 献

- [1] Fitzgeorge, D. and Allison, J. L., Air Swirl in a Road-Vehicle Diesel Engine, Proc. Instn. Mech. Engrs.(A.D.), 177-4(1962-63), pp. 151-177.
- [2] 三宅, 小山, 今橋, 給入渦流を増大させる給入装置の研究, 内燃機関, 6-57(1967), pp. 17-25.
- [3] 吉田, 黒畑, 吸気うず流とディーゼル機関の性能, 日本機械学会誌, 70-586(1967), pp. 1631-1641.
- [4] Thon, L., Die Erzeugung einer rotierenden Luftbewegung im Zylinder von Viertakt-Motoren, Kraftfahrzeugtechnik, 3(1970), pp. 67-70.
- [5] 小林, 直接噴射式ディーゼル機関のスワール評価とその生成法, 内燃機関, 10-110(1971), pp. 21-30.
- [6] Suzuki, T. and Shiozaki, T., A New Combustion System for the Diesel Engine and Its Analysis via High Speed Photography, SAE Trans., 86(1977), pp. 2519-2533, (Paper No. 770674).
- [7] Monaghan, M. L. and Pettifer, H. F., Air Motion and Its Effect on Diesel Performance and Emissions, SAE Trans., 90(1981), pp. 1119-1135, (Paper No. 810255).
- [8] Tindal, M. J., Williams, T. J. and Aldoory, M., The Effect of Inlet Port Design on Cylinder Gas Motion in Direct Injection Diesel Engines, Proc. Symp. on Flows in Internal Combustion Engines, ASME Winter Annual Meeting(1982), pp. 101-111.
- [9] Mizusawa, M., Tanosaki, T., Kawase, M. and Oguchi, T., New 11 Liter Komatsu Diesel Engine, SAE Paper, No. 840511(1984).
- [10] Ishida, S., Kihara, R. and Furubayashi, M., Development Status of a Small, Direct-Injection Diesel Engine at Isuzu, SAE Trans., 94(1985), pp. 1.359-1.374, (Paper No. 850068).
- [11] 嶋田, 及川, 酒井, 宮田, 可変スワール吸気システムの開発, 内燃機関,

- 24-310(1985), pp. 9-16.
- [12] Pischinger, F., Entwicklungsarbeiten an einem Verbrennungssystem für Fahrzeugdieselmotoren, ATZ, 65-1(1963), pp. 11-16.
- [13] Tippelmann, G., A New Method of Investigation of Swirl Ports, SAE Trans., 86(1977), pp. 1745-1757, (Paper No. 770404).
- [14] Griffin, M. D., Anderson, Jr., J. D. and Diwakar, R., Navier-Stokes Solutions of the Flowfield in an Internal Combustion Engine, AIAA Journal, 14-12(1976), pp.1665-1666.
- [15] Diwakar, R., Anderson, Jr., J. D., Griffin, M. D. and Jones, E., Inviscid Solutions of the Flowfield in an Internal Combustion Engine, AIAA Journal, 14-12(1976), pp.1667-1668.
- [16] Gosman, A. D., Melling, A., Whitelaw, J. H. and Watkins, P., Axisymmetric Flow in a Motored Reciprocating Engine, Proc. Instn. Mech. Engrs., 192(1978), pp. 213-223.
- [17] Ramos, J. I., Humphrey, J. A. C. and Sirignano, W. A., Numerical Prediction of Axisymmetric Laminar and Turbulent Flows in Motored, Reciprocating Internal Combustion Engines, SAE Trans., 88(1979), pp. 1217-1242, (Paper No. 790356).
- [18] Bernard, P. S., Computation of the Turbulent Flow in an Internal Combustion Engine During Compression, Trans. ASME, J. Fluids Eng., 103(1981), pp. 75-81.
- [19] 小宮山, 森松, 飯島, ディーゼルエンジンの燃焼と混合気形成過程の研究 — 第6報 シリンダ内流れの予測計算 —, 小松技報, 28-2(1982), pp. 19-30.
- [20] Cloutman, L. D., Dukowicz, J. K., Ramshaw, J. D. and Amsden, A. A., CONCHAS-SPRAY: A Computer Code for Reactive Flows with Fuel Sprays, Los Alamos National Lab. Report, LA-9294-MS(1982).
- [21] Grasso, F. and Bracco, F. V., Computed and Measured Turbulence in Axisymmetric Reciprocating Engines, AIAA Journal, 21-4(1983),

- pp.601-607.
- [22] Schock, H. J., Sosoka, D. J. and Ramos, J. I., Numerical Studies of the Formation and Destruction of Vortices In a Motored Four-Stroke Piston-Cylinder Configuration, Proc. AIAA 21st Areospace Sciences Meeting, AIAA 83-0497(1983).
 - [23] 神本, 漆原, 持丸, 盛田, 直噴式ディーゼル機関のシリンダ内空気流動のLDV測定と数値解析, 日本機械学会論文集(B編), 51-462(1985), pp. 712-715.
 - [24] 近藤, 福本, 大沢, 杉山, エンジン筒内流のシミュレーション, 日本機械学会論文集(B編), 51-470(1985), pp. 3232-3242.
 - [25] Henke, H. and Hänel, D., Numerical Simulation of Vortex Flow in Piston Engines, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 85), (1985), pp. 215-220.
 - [26] Griffin, M. D., Anderson, Jr., J. D. and Jones, E., Computational Fluid Dynamics Applied to Three-Dimensional Nonreacting Inviscid Flows in an Internal Combustion Engine, Trans. ASME, J. Fluids Eng., 101(1979), pp. 367-372.
 - [27] Markatos, N. C. and Mukerjee, T., Three-Dimensional Computer Analysis of Flow and Combustion in Automotive Internal Combustion Engines, Math. Comput. Simulation, 23-4(1981), pp. 354-366.
 - [28] Gosman, A. D., Tsui, Y. Y. and Watkins, A. P., Calculation of Three Dimensional Air Motion in Model Engines, SAE Paper, No. 840229(1984).
 - [29] Kondoh, T., Fukumoto, A., Ohsawa, K and Ohkubo, Y., An Assessment of a Multi-Dimensional Numerical Method to Predict the Flow in Internal Combustion Engines, SAE Paper, No. 850500(1985).
 - [30] Amsden, A. A., Ramshaw, J. D., O'Rourke, P. J. and Dukowicz, J. K., KIVA: A Computer Program for Two- and Three-Dimensional

- Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays, Los Alamos National Lab. Report, LA-10245-MS(1985).
- [31] 池上, 小松, 西脇, エンジンシリンダ内流動の数値シミュレーション (第1報, 定式化とアルゴリズム), 日本機械学会論文集 (B編), 51-466 (1985), pp. 1933-1940.
- [32] 小嶋, 高田, シリンダ内流れの数値解析, 日本機械学会論文集 (B編), 51-471(1985), pp. 3804-3809.
- [33] Wakisaka, T., Shimamoto, Y. and Isshiki, Y., Three-Dimensional Numerical Analysis of In-Cylinder Flows in Reciprocating Engines, SAE Paper, No. 860464(1986).
- [34] Yamada, T., Inoue, T., Yoshimatsu, A., Hiramatsu, T. and Konishi, M., In-Cylinder Gas Motion of Multivalve Engine -- Three Dimensional Numerical Simulation, SAE Paper, No. 860465(1986).
- [35] 脇坂, 嶋本, 一色, 柴田, 四サイクル機関のシリンダ内ガス流動の数値シミュレーション (第1報, 吸気行程におけるスワール生成過程の解析), 日本機械学会論文集 (B編), 52-476(1986), pp. 1555-1564.
- [36] 足立, 辻村, 今泉, 分岐集合部を有する管内非定常流の一解析法, 日本機械学会論文集 (第2部), 43-366(1977), pp. 596-604.
- [37] Chapman, M., Two Dimensional Numerical Simulation of Inlet Manifold Flow in a Four Cylinder Internal Combustion Engine, SAE Paper, No. 790244(1979).
- [38] 土佐, 下田, 及川, 吸気系二次元非定常流計算法とそのV-8エンジンへの適用, 三菱重工技報, 23-5(1986), pp. 519-524.
- [39] 高森, 村瀬, 河崎, 高丸, 自動車用燃料供給系内流れの数値シミュレーション (第2報, 吸気マニホールド内流れの三次元数値解析), 日本機械学会論文集 (B編), 55-510(1989), pp. 529-534.
- [40] Demirdzic, I., Gosman, A. D. and Issa, R. I., A Finite-Volume Method for the Prediction of Turbulent Flow in Arbitrary Geometries, Proc. 7th Int. Conf. on Numerical Methods in Fluid

- Dynamics (Ed., Reynolds, W. C. and MacCormack, R. E.), (1980), pp. 144-150.
- [41] Leschziner, M. A. and Dimitriadis, K. P., Numerical Simulation of Three-Dimensional Turbulent Flow in Exhaust-Manifold Junctions, Proc. IMechE, C09/87 (1987), pp. 183-190.
- [42] Errera, M. P. and Janssens, G., Ecoulement Autour de la Soupape d'Admission et dans la Chambre de Combustion d'un Moteur Diesel, Entropie N° 122(1985), pp. 67-76.
- [43] Naitoh, K., Fujii, H., Urushihara, T., Takagi, Y. and K. Kuwahara, Numerical Simulation of the Detailed Flow in Engine Ports and Cylinders, SAE Paper, No. 900256(1990).
- [44] Le Coz, J. F., Henriot, S. and Pinchon, P., An Experimental and Computational Analysis of the Flow Field in a Four-Valve Spark Ignition Engine -- Focus on Cycle-Resolved Turbulence, SAE Paper, No. 900056(1990).
- [45] Haworth, D. C., El Tahry, Huebler, M. S. and Chang, S., Multi-dimensional Port-and-Cylinder Flow Calculations for Two- and Four-Valve-Per-Cylinder Engines: Influence of Intake Configuration on Flow Structure, SAE Paper, No. 900257(1990).
- [46] 杉浦, 山田, 上東, 森西, 里深, 吸気系流れの数値解析 -- 第2報, 新しい陽的差分法による三次元計算 --, 自動車技術会論文集, No. 44 (1990), pp. 49-53.
- [47] Takenaka, Y., Yabe, M., Aoyagi, Y. and Shiozaki, T., Three Dimensional Computation of In-Cylinder Flow with Intake Port in DI Diesel Engine, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 425-430.
- [48] Wakisaka, T., Shimamoto, Y., Isshiki, Y., Sumi, N., Tamura, K. and Modien, R. M., Analysis of the Effects of In-Cylinder Flows during

- Intake Stroke on the Flow Characteristics near Compression TDC in Four-Stroke Cycle Engines, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 90), (1990), pp. 487-492.
- [49] 嶋本, 岡, 田中, 多シリンダ機関の吸気慣性に関する研究, 日本機械学会論文集 (第2部), 43-371(1977), pp. 2726-2737.
- [50] Deardorff, J. W., A Numerical study of Three-Dimensional Turbulent Channel Flow at Large Reynolds Number, J. Fluid Mech., 41-2(1970), pp. 453-480.
- [51] Gosman, A. D., Pun, W. M., Runchal, A. K., Spalding, D. B. and Wolfshtein, Heat and Mass Transfer in Recirculating Flows, (1969), Academic Press.
- [52] Pun, W. M. and Spalding, D. B., A General Computer Program for Two-Dimensional Elliptic Flows, Imperial College Mech. Eng. Dept. Rep., HTS/76/2(1976).
- [53] Gosman, A. D. and Ideriah, F. J. K., TEACH-T: A General Computer Program for Two-Dimensional Turbulent Recirculating Flows, Imperial College Mech. Eng. Dept. Rep., (1976).
- [54] Gosman, A. D., Johns, R. J. R. and Watkins, A. P., Developement of Prediction Methods for In-Cylinder Processes in Reciprocating Engines, Combustion Modeling in Reciprocating Engines (Ed., Mattavi, J. N. and Amann, C. A.), (1980), pp. 69-129, Plenum Press.
- [55] Patanker, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, (1980), pp. 88, McGraw-Hill.
- [56] 文献[55]の 82 ページ.
- [57] 文献[55]の 85 ページ.
- [58] 文献[55]の 35 ページ.
- [59] 文献[55]の 124 ページ.

- [60] Catania, A. E., 3-D Swirling Flows in an Open-Chamber Automotive Diesel Engine with Different Induction Systems, Proc. Symp. on Flows in Internal Combustion Engines, ASME Winter Annual Meeting (1982), pp. 53-66.
- [61] Kastner, L. J., Williams, T. J. and White, J. B., Poppet Inlet Valve Characteristics and their Influence on the Induction Process, Proc. Instn. Mech. Engrs., 178(Pt1)-36(1963-64), pp. 955-975.

第3章 スワール比推定方法の 妥当性の検証

3.1 緒言

吸・排気系におけるガス交換過程の一次元計算と吸気弁孔流路内の三次元流動計算を併用し、機関運転時に近い状態での弁孔流路のスワール生成能力および流動損失を同時に、簡便に検討する方法を第2章で示した。この方法では、吸気弁孔流路内のみの三次元流動計算で得られる弁出口面の流動状態から吸入過程におけるスワール比を推定するので、シリンダ内ガス流動の三次元計算を行う必要がなく演算時間が少なく済み、吸入特性に及ぼす弁孔流路形状の影響を効率的に検討できる。しかし、吸気弁出口面の流動状態から求めたスワール比で吸入過程におけるシリンダ内ガスのスワールの強さを評価できるかどうか疑問が残る。そこで本章では、ヘリカルポートを対象にスワール生成の機構すなわちヘリカルポート内で発生する旋回流が吸気弁出口面を通過してシリンダ内に流入しスワールを形成する過程を検討し、吸気弁孔流路内ガスの三次元流動計算によって得られる弁出口面の流動状態から、吸入過程におけるスワール比を推定する方法の妥当性を検証することを目的とする。まず、機関運転状態における吸気弁孔流路内の三次元ガス流動解析を行い、得られた弁出口速度分布を境界条件に用いて、シリンダ内ガスの非定常三次元流動解析を行い、ついでこれらの計算結果をもとに、弁出口面における流動状態から算出したスワール比とシリンダ内の流動計算結果から求めたスワール比とを比較検討した。

3.2 解析の手順

まず、第2章で述べたように、吸・排気系におけるガス交換過程の一次元計算で得られた結果を境界条件に用いて、機関運転状態における吸気弁孔流路内ガスの三次元流動計算を行い、各時間ステップにおける吸気弁出口の速度分布を求める。ついで、得られた弁出口速度分布を流入境界条件に用いて、吸気行程におけるシリンダ内ガスの非定常三次元流動計算を行う。このようにすれば、吸入過程

において吸気弁孔流路で生ずる流動とシリンダ内の流動とを対比し，スワール生成の機構を検討できると思われる．

3.3 シリンダ内流動解析方法[1]

3.3.1 基礎方程式

座標系として，図3-1 に示すようにシリンダヘッド面中心を原点とし，シリンダ軸を z 軸とする円筒座標 (r, θ, z) を用いる．作動流体を理想気体の状態方程式に従う圧縮性粘性流体とし，その質量，運動量，エネルギーの各保存則を一括して次の偏微分方程式（一般保存式）で表す．

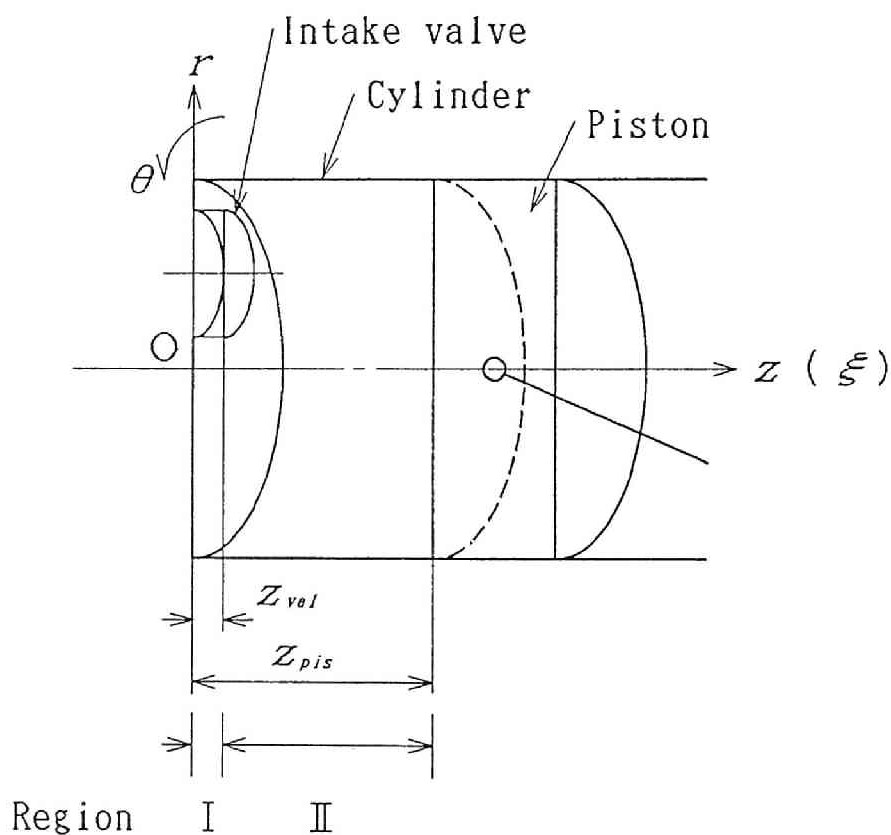


図3-1 座標系

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \rho v_r \phi - r \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) \\
& + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\rho v_\theta \phi - \frac{1}{r} \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) \\
& + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho v_z \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) = S_\phi \quad \dots\dots\dots(3-1)
\end{aligned}$$

ここで、 v_r , v_θ , v_z :それぞれ r , θ , z 方向速度成分, ϕ :従属変数, Γ_ϕ : ϕ に関する有効拡散係数, S_ϕ : ϕ に関するソース項であり, 各保存式に対する ϕ , Γ_ϕ , S_ϕ を表3-1 に示す.

シリンダ内においては, ピストンおよび吸気弁の運動により境界位置が変化する. そこで, 次のような伸縮座標変換を行うことにより, 移動境界を容易に扱えるようにした.

図3-1 に示すモデルでは, 吸気弁の厚みを零とし, 領域によって異なった伸縮座標変換を行った. 伸縮円筒座標 (r , θ , ξ) のもとでは, 式(3-1) は次のようになる.

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{z_d} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi z_d) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r} - r \rho v_r \phi \right) \\
& + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{r} \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial \theta} - \rho v_\theta \phi \right) \\
& + \frac{1}{z_d} \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{1}{z_d} \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial \xi} - \rho v_\xi \phi \right) + S_\phi \quad \dots\dots\dots(3-2)
\end{aligned}$$

ここで, ξ , z_d , v_ξ は,

(1) 領域 I ($0 \leq z \leq z_{val}$)

$$\xi = z / z_{val} \quad \dots\dots\dots(3-3)$$

表3-1 ϕ , Γ_ϕ , S_ϕ

Equation	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ	Note:
Mass	1	0	0	$\text{div } v = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{1}{z_d} \frac{\partial v_z}{\partial \xi}$
Radial momentum	v_r	μ_e	$-\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\rho v_r^2}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_e \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial r} (\mu_e \text{div } v) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\mu_e \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} \right) \right] - \frac{2\mu_e}{r^2} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_r \right) + \frac{1}{z_d} \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\mu_e \frac{\partial v_z}{\partial r} \right)$	$e_{rr} = \frac{\partial v_r}{\partial r}, e_{\theta\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r}{r}$
Tangential momentum	v_θ	μ_e	$-\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} - \frac{\rho v_r v_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[\mu_e \left(\frac{\partial v_r}{\partial \theta} - v_\theta \right) \right] + \frac{\mu_e}{r} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\mu_e \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{2v_r}{r} - \frac{2}{3} \text{div } v \right) \right] + \frac{1}{z_d} \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\mu_e \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right)$	$e_{\theta\theta} = \frac{1}{z_d} \frac{\partial v_z}{\partial \xi}$ $e_{r\theta} = \frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta}$
Axial momentum	v_z	μ_e	$-\frac{1}{z_d} \frac{\partial p}{\partial \xi} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\mu_e}{z_d} \frac{\partial v_r}{\partial \xi} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\mu_e}{z_d} \frac{\partial v_\theta}{\partial \xi} \right) + \frac{1}{z_d} \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\mu_e \left(\frac{1}{z_d} \frac{\partial v_z}{\partial \xi} - \frac{2}{3} \text{div } v \right) \right]$	$e_{zz} = \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + \frac{1}{z_d} \frac{\partial v_\theta}{\partial \xi}$ $e_{rz} = \frac{1}{z_d} \frac{\partial v_r}{\partial \xi} + \frac{\partial v_z}{\partial r}$
Energy	h	$\left(\frac{\mu}{\sigma} \right)_e$	$\frac{\partial p}{\partial t} + v_r \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{v_e}{z_d} \frac{\partial p}{\partial \xi} + \mu_e \left[2(e_{rr}^2 + e_{\theta\theta}^2 + e_{zz}^2) + e_{r\theta}^2 + e_{\theta e}^2 + e_{rz}^2 + e_{ze}^2 - \frac{2}{3} (\text{div } v)^2 \right]$	$\mu_e = \mu_1 + \mu_2$ $\left(\frac{\mu}{\sigma} \right)_e = \left(\frac{\mu}{\sigma} \right)_1 + \left(\frac{\mu}{\sigma} \right)_2$ ($\sigma_1 = 0.9$) $h = c_p T$

$$z_d = z_{val} \quad \dots\dots\dots(3-4)$$

$$v_{\xi} = v_z - \xi v_{val} \quad \dots\dots\dots(3-5)$$

(2) 領域Ⅱ ($z_{val} < z \leq z_{pis}$)

$$\xi = 1 + (z - z_{val}) / (z_{pis} - z_{val}) \quad \dots\dots\dots(3-6)$$

$$z_d = z_{pis} - z_{val} \quad \dots\dots\dots(3-7)$$

$$v_{\xi} = v_z - v_{val} - (\xi - 1)(v_{pis} - v_{val}) \quad \dots\dots\dots(3-8)$$

z_{val} : シリンダヘッド面から吸気弁面までの距離, v_{val} : 吸気弁速度, z_{pis} : シリンダヘッド面からピストン頂面までの距離, v_{pis} : ピストン速度.

渦粘性係数 μ_t に関しては, 第2章と同様に Subgrid Scale モデル [2]を用いた.

3.3.2 計算手順

第2章と同様に, シリンダ内圧縮性粘性流体の流動解析に Tank and Tube 法 [3-5]を適用し, 一般保存式(3-2) を数値解析した.

シリンダ内空間を, 円筒座標 (r, θ, z) の格子線で多数の図3-2に示すような小六面体の体積要素に分割する. 従属変数である密度 ρ , 圧力 p , エンタルピー h は図3-2 に示す体積要素内の値, 各速度成分 v_r , v_{θ} , v_z は体積要素の境界面上の値である. エネルギー保存式 $\phi = h$ に関しては, 図3-2 の実線で示す体積要素についての離散化方程式を求め, 運動量保存式, $\phi = v_r$, v_{θ} , v_z に関しては h の体積要素から半要素分だけずれた体積要素についての離散化式を求める. なお, 対流・拡散項の離散化には Hybrid 法 [6]を用い, 時間に関する差分にはクランク・ニコルソン法を用いた.

任意の時間ステップにおける既知の諸量を用いて, 離散化された運動量保存式

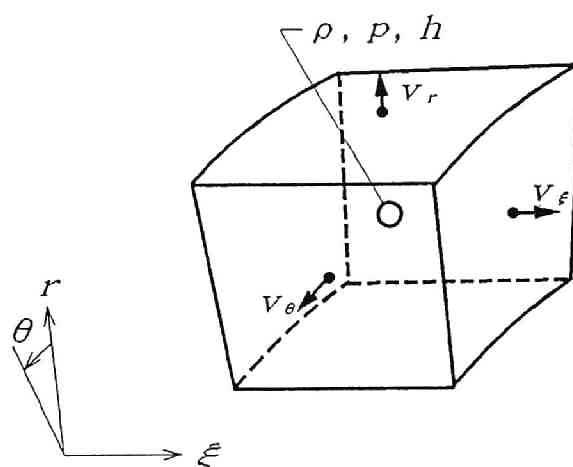


図3-2 体積要素

を解き，次の時間ステップにおける速度を求める．得られた速度場は質量保存式を満たさないため，運動量保存式より導かれる補正式 [7]を用いて，質量保存式を満たすように，速度，圧力を補正する．続いてエンタルピーに関する離散化方程式を解いてエンタルピーを求め，密度を算出する．以上の計算で得られた諸量は，運動量保存式を満たさないから，運動量保存式および補正式を解き，速度，圧力を補正し，エネルギー保存式を解く一連の繰り返し計算を行う．各離散化方程式の残差の絶対値の空間平均値が許容誤差以内になったとき，収束解が得られたとし，次の時間ステップに進む．

3.3.3 初期条件および境界条件

簡単のため吸入上死点近傍（クランク角 $\Theta = 0.5^\circ$ ）で，シリンダ内空気は静止，標準気圧，室温とし，以後クランク角 2.5° ごとに計算を行った．

吸気弁孔径を直径とし，弁と弁座間に構成される円筒面をシリンダの流入境界とし，吸気弁孔流路内の流動計算で得られたクランク角毎の弁出口速度分布を流入境界に与えた．なお，シリンダ流入境界には Porosity の手法 [8]を適用している．すなわち，体積要素の6表面のうち，一部が壁面によって遮られた面では，

その面における各保存量の流量には、遮られていない表面積のみが寄与するものとした。

壁面上で、速度はすべりなし、温度は等温、壁面に垂直な方向の圧力こう配は零とし、壁面直近の速度、温度を求めるに際しては、壁法則 [9] を適用し、壁面せん断応力 τ_w および壁面熱流束 q_w を次式で求める。

$$\tau_w = \rho u^* |u^*| \quad \dots\dots\dots (3-9)$$

$$q_w = \frac{\tau_w}{\sigma_t u} (h - h_w) \quad \dots\dots\dots (3-10)$$

ただし、摩擦速度 u^* を次式で与える。

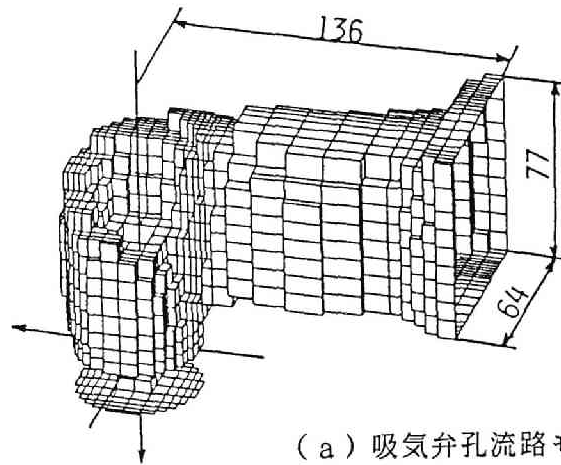
$$y^* \geq 130.3 \quad \text{のとき, } u^* = u / (0.75 + 2.19 \ln y^*)$$

$$y^* < 130.3 \quad \text{のとき, } u^* = u / \sqrt{y^*}$$

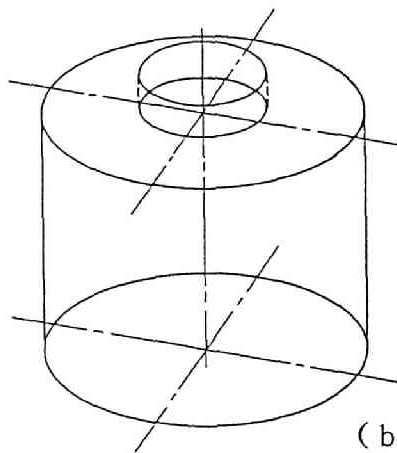
ここで、 $y^* \equiv \rho |u| y_w / \mu_t$, ρ : 密度, u : 要素中心において壁面に平行な方向の内挿で求めた速度成分, y_w : 要素中心から壁面までの垂直距離, μ_t : 分子粘性係数, σ_t : 乱流プラントル数 (= 0.9) , h_w : 壁面におけるエンタルピー。

3. 4 計算モデル

モデル機関の主要諸元は、シリンダ径 130 mm , 行程 150 mm , 圧縮比 15.6 , 吸気弁開時期 18° BTDC , 同閉時期 52° ABDC , 吸気弁孔径 52 mm , 弁座角 30° である。計算の対象としたヘリカルポート型の吸気弁孔流路およびシリンダを図 3-3 に示す。弁孔流路の壁面を階段状境界で表し、簡単のため吸気弁を円盤状弁に置き換えた弁孔流路モデル HP-D , およびシリンダヘッド面とピストン頂面が平坦であるシリンダモデルについて、機関回転数 30 s⁻¹ (1800rpm) の駆動運転状態における流動計算を行った。弁孔流路モデル HP-D の計算の対象とな



(a) 吸気弁孔流路モデルHP-D



(b) シリンダモデル

図3-3 計算モデル

る体積要素数は約 3200 であり，シリンダの計算領域の格子分割数は， r ， θ ， z 方向にそれぞれ 10，16，14 である．

3.5 計算結果と考察

3.5.1 スワール生成の機構

吸気弁孔流路およびシリンダにおける速度分布の例を図3-4～図3-9に示す．吸

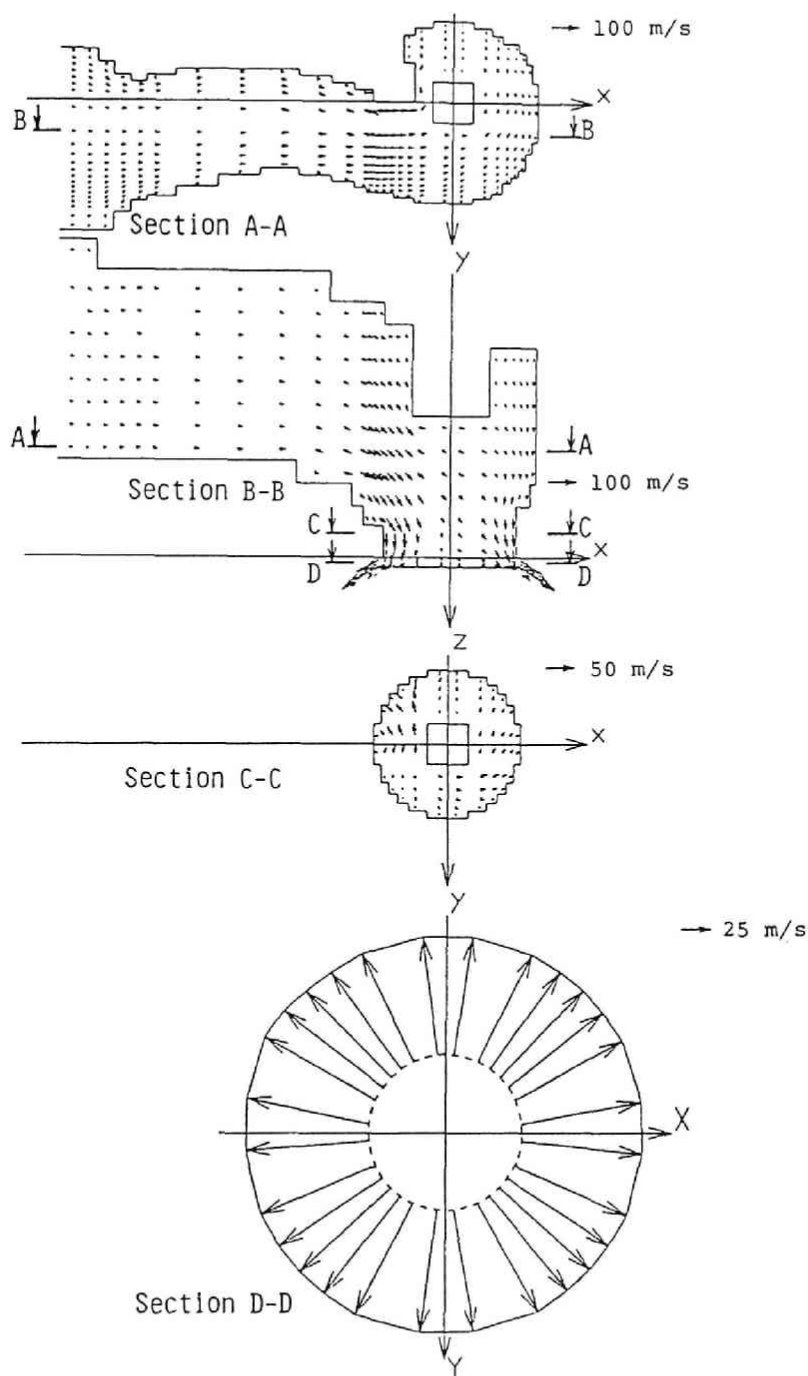


图3-4 吸气弁孔流路内速度分布 ($\Theta = 24.5^\circ$ ATDC)

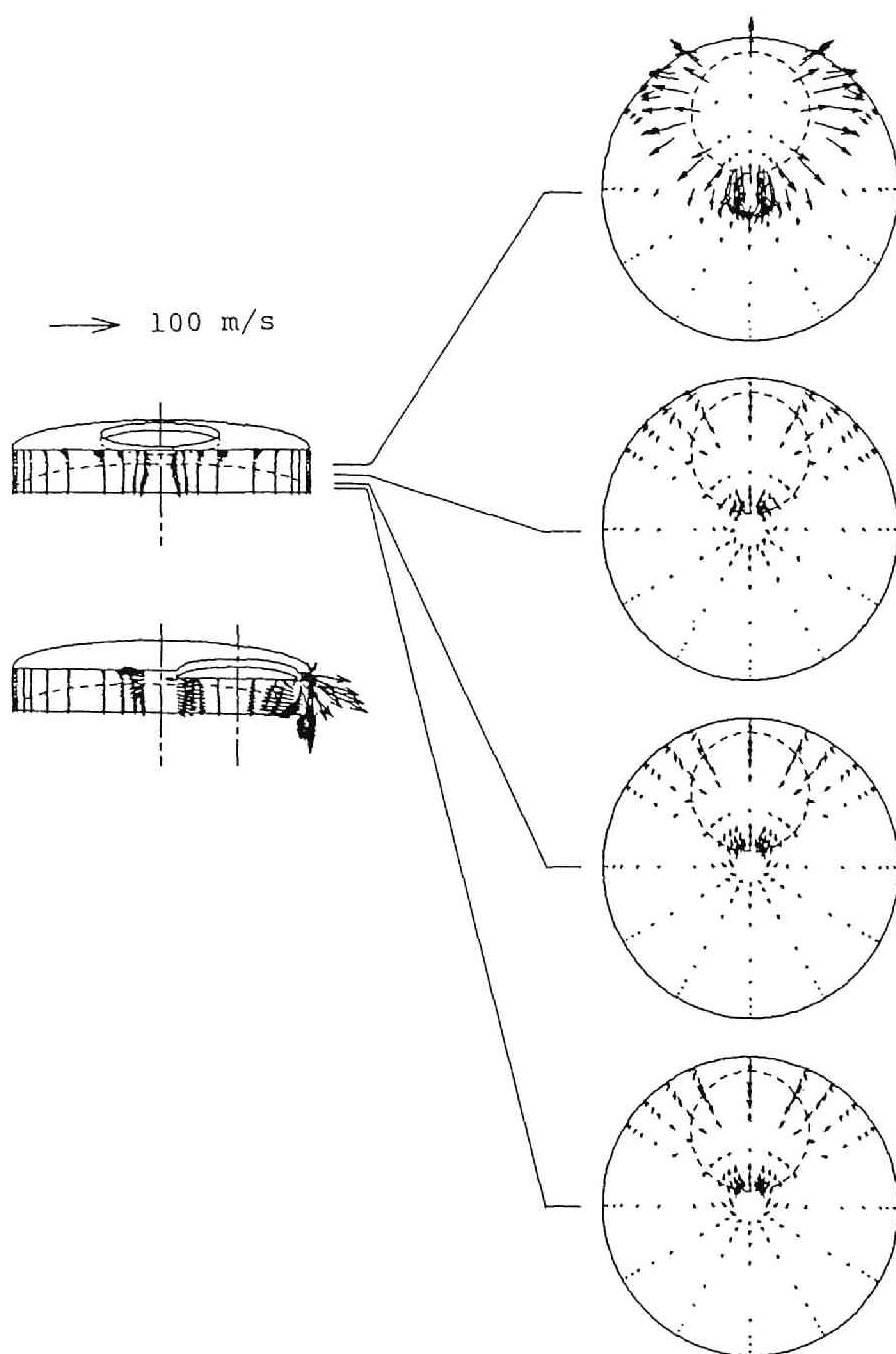


図3-5 シリンダ内速度分布 ($\Theta = 24.5^\circ$ ATDC)

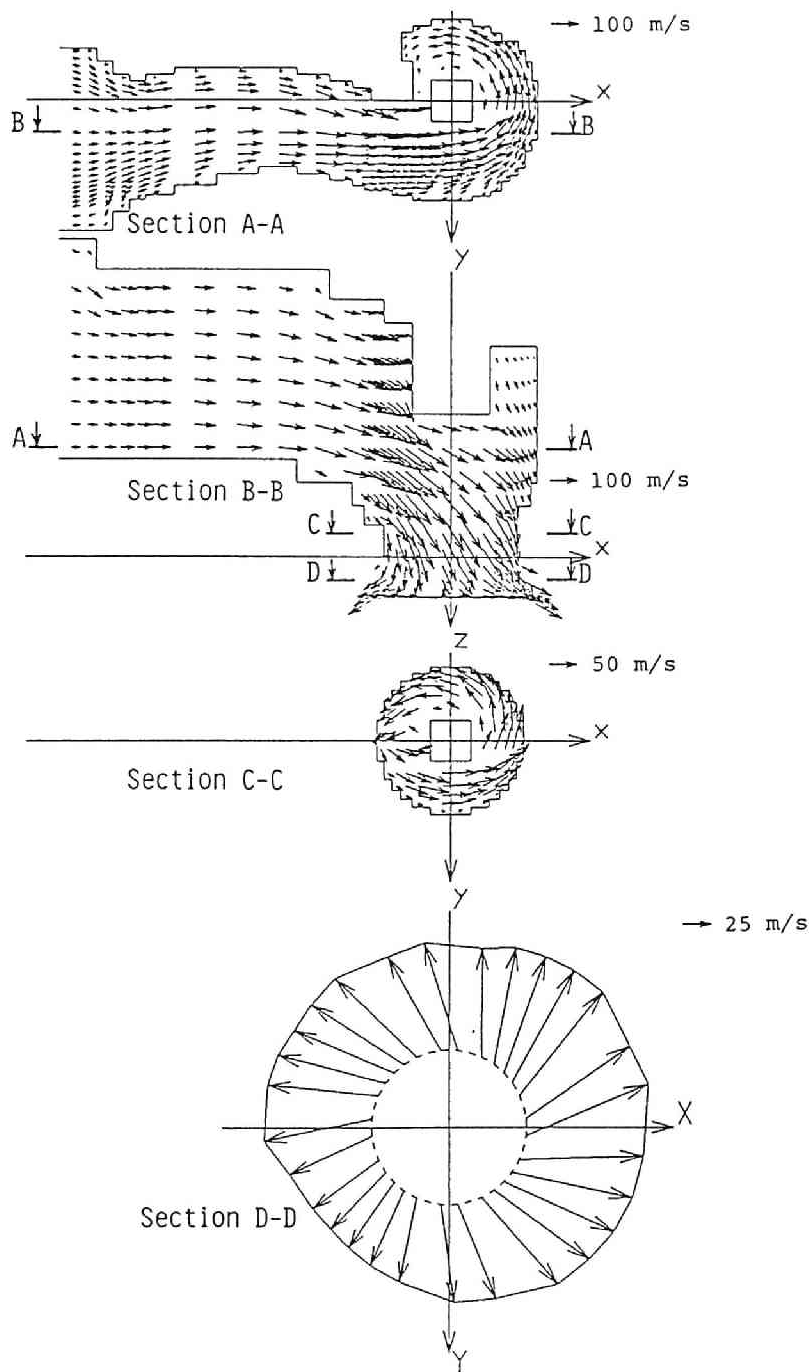


图3-6 吸气弁孔流路内速度分布 ($\Theta = 102^\circ$ ATDC)

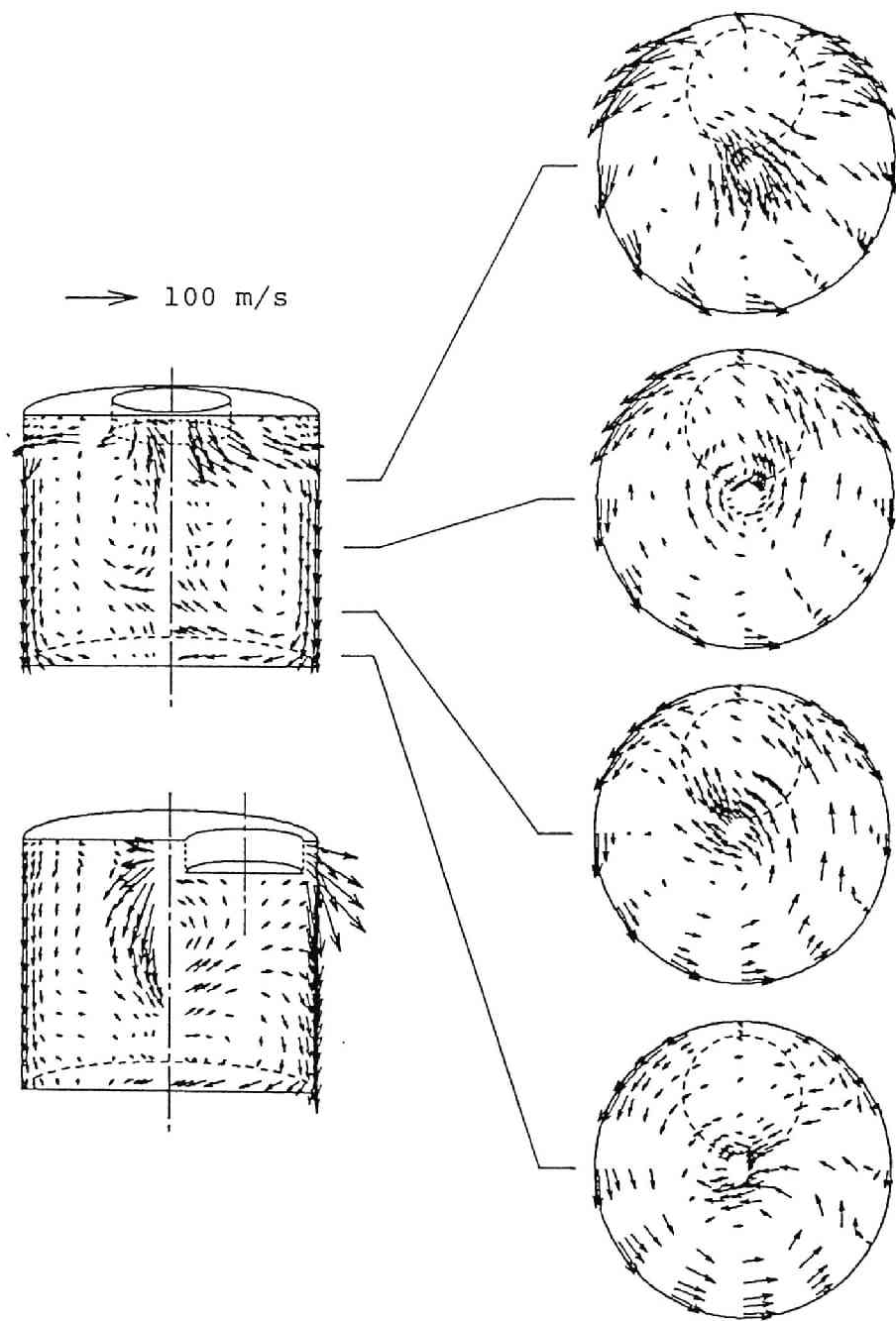


図3-7 シリンダ内速度分布 ($\Theta = 102^\circ$ ATDC)

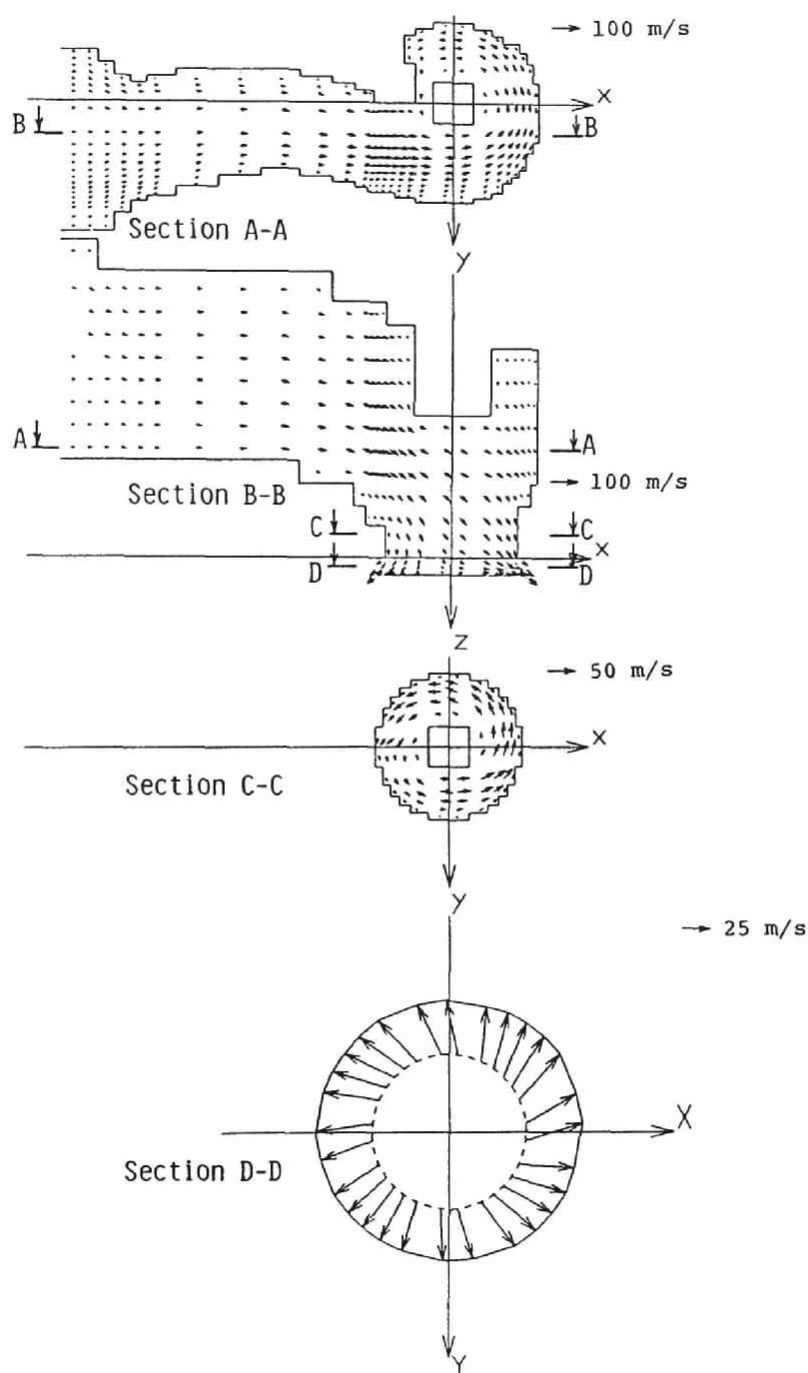


图3-8 吸气弁孔流路内速度分布 ($\Theta = 179.5^\circ$ ATDC)

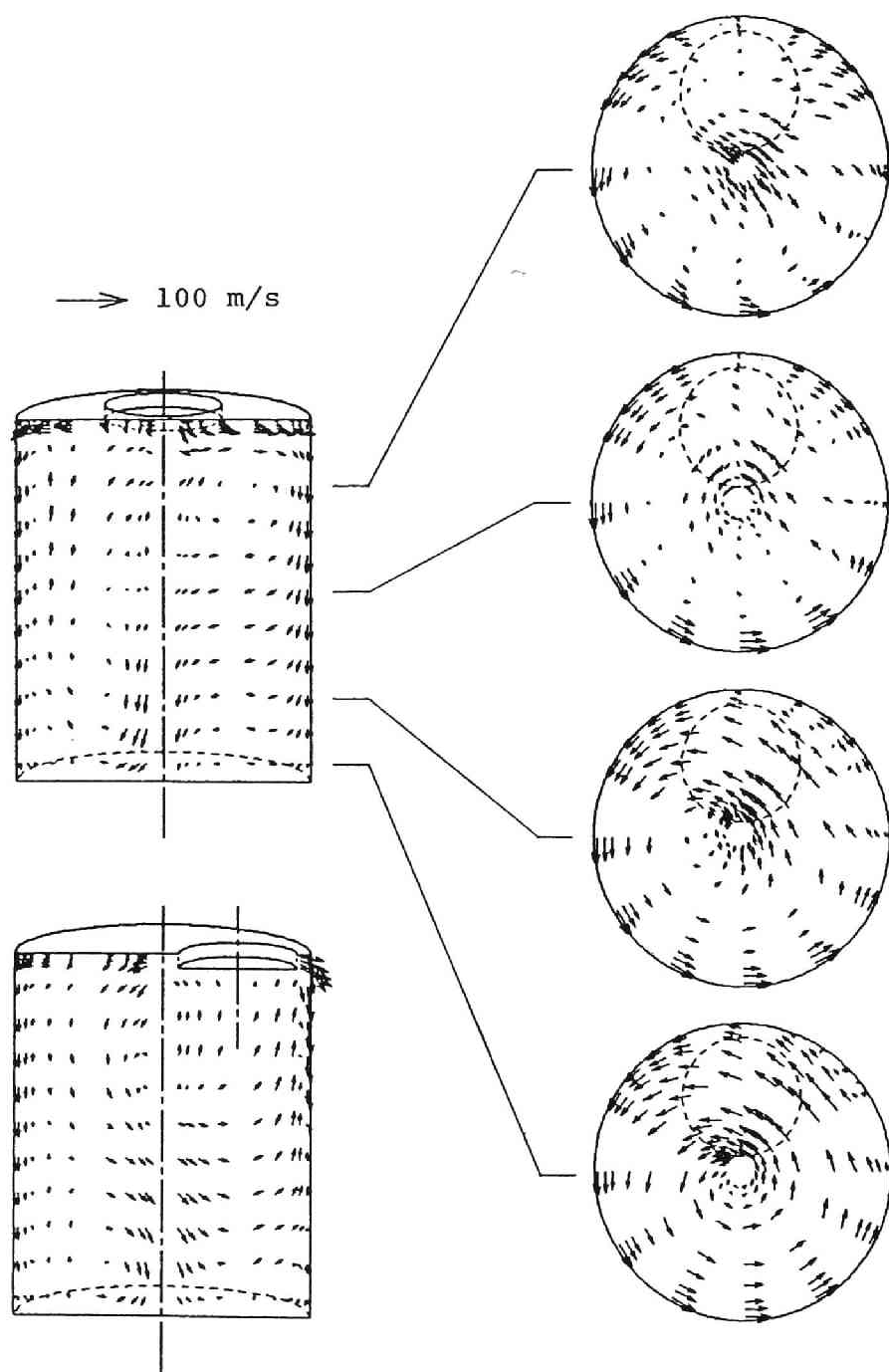


図3-9 シリンダ内速度分布 ($\Theta = 179.5^\circ$ ATDC)

入過程初期では、図3-4 の断面A-Aからわかるように弁棒周りすなわち吸気弁孔流路のヘリカル部において僅かに旋回流が生じているが、弁直上の弁孔部（断面C-C）では明瞭な旋回流は見られない。弁孔部における速度は小さく弁出口面の速度分布に影響をほとんど及ぼさないので、図3-4 の断面D-Dに示される如くガスはほぼ放射状に一樣に弁出口面から流出する。したがってこの時期では、ガスは図3-5 のように弁隙間から大きい速度でシリンダに流入するが、この噴流は直ちに減衰しシリンダ内全域に渡るような強い流動は生じていない。

弁揚程の大きい時期では、図3-6 から明らかなように、弁上部の流路において弁軸方向の流れが顕著に現れ（断面B-B）、また、ヘリカル部および弁孔部に強い旋回流が発生する（断面A-A、C-C）。このため、弁出口面における速度ベクトルの大きさに偏りが生ずるとともに速度ベクトルの接線方向成分が大きくなる。したがって、弁出口面からシリンダに流入するガスはシリンダ軸回りの角運動量を持つようになり、このガスがシリンダ内に広がるので、図3-7 に見られるように、比較的明瞭な旋回流がシリンダの中、下層部に形成される。

さらにクランク角が進むと弁出口面を通過するガス流量は少なくなるが、図3-8 の断面A-A、C-Cに示されるように吸気弁孔流路のヘリカル部および弁孔部において旋回流が存在し、弁出口速度ベクトルの接線方向成分が残る。この時期（ $\Theta = 179.5^\circ$ ATDC）においてはシリンダに流入するガス流量は少なく、弁出口速度分布がシリンダ内の流動状態に及ぼす影響は小さいと考えられるが、図3-9 に示されるようにシリンダ内には明瞭な旋回流が形成されていることから、吸気弁が開いている期間に弁出口面からシリンダ内に持ち込まれたシリンダ軸回りの角運動量は比較的良く保存されていることがわかる。

以上より、吸気行程終了時のシリンダ内スワールの強さは、吸気弁が開いている期間の弁出口面における速度分布の履歴に強く依存すると考えられる。そこで次節では、弁出口面を通過するガスによってシリンダに持ち込まれたシリンダ軸回りの角運動量とシリンダ内ガスの持つ角運動量を比較する。

3.5.2 スワール比の検討

任意のクランク角 Θ においてシリンダ内に存在するガスおよびそのガスが持

つ角運動量から，剛体渦の仮定のもとに次式でスワール比 S_{cyl} を求める．

$$S_{cyl} = \frac{\int_0^{z_{pis}} \int_0^{2\pi} \int_0^{R_c} \rho r^2 v_\theta dr d\theta d\xi}{\omega_e \int_0^{z_{pis}} \int_0^{2\pi} \int_0^{R_c} \rho r^3 dr d\theta d\xi} \dots\dots\dots(3-11)$$

ここで， R_c ：シリンダ半径， ω_e ：機関回転角速度である．

式(3-11)で求めたスワール比 S_{cyl} と，第2章で定義したスワール比，すなわち，吸気弁開時期からクランク角 Θ までの間に弁出口面からシリンダに流入したガスによって与えられるシリンダ軸回りの運動量のモーメントが，クランク角

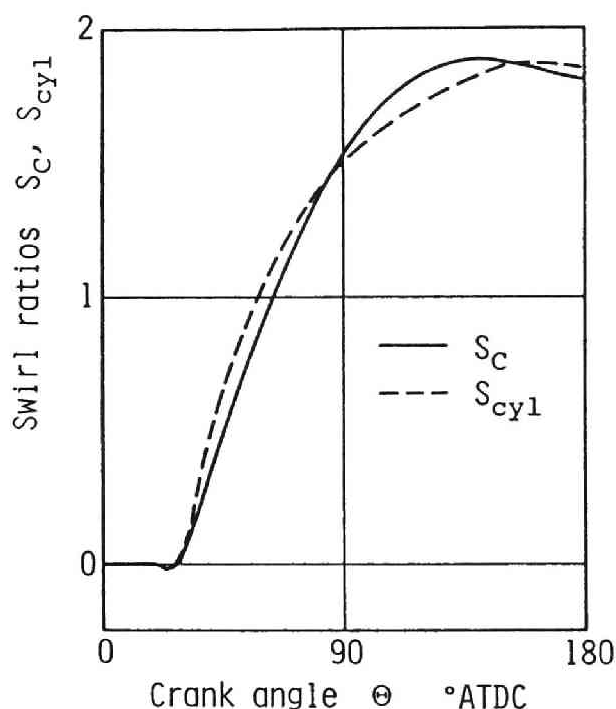


図3-10 クランク角に対するスワール比

① においてシリンダ内に存在するガスが剛体渦の形で持つ角運動量に等しいと仮定し、剛体渦の回転数と機関回転数との比で表したスワール比 S_c を図3-10に示す。吸入過程の初期においてスワール比 S_c および S_{cyl} は小さく、その後クランク角 Θ の増加とともに急速に増加しピークに達した後若干減少している。前節で示したようにシリンダ内の流動状態はかなり複雑に変化するが、シリンダ内の流動から求めたスワール比 S_{cyl} と弁出口面の流動から求めたスワール比 S_c は Θ に対してほぼ同様に变化する。このことから、吸気行程において弁出口面からシリンダに持ち込まれた角運動量はほぼ保存され、この角運動量の減衰は小さいと考えられる。シリンダ内の流動解析では、壁境界条件に壁法則を適用している。壁法則が妥当であるならば、妥当な角運動量が計算されていることになる。したがって、壁法則の適用が妥当であるとすれば、弁出口面における流動状態から吸気行程終わりにおけるシリンダ内のスワール比を推定できると言えるであろう。

3.6 結言

吸気弁孔流路内ガスの三次元流動計算によって得られる弁出口面の流動状態から、吸入過程におけるスワール比を推定する方法の妥当性を検証するために、吸入過程における吸気弁孔流路およびシリンダ内のガス流動解析を行ってスワール生成の機構すなわちヘリカルポート内で発生する旋回流が吸気弁出口面を通過してシリンダ内に流入しスワールを形成する過程を検討した。その結果、吸気行程終了時におけるシリンダ内スワールの強さは、吸気弁が開いている期間に弁出口面を通過するガスの速度分布の履歴に強く依存することがわかった。シリンダ内の壁境界条件に壁法則を適用することが妥当とすれば、弁出口における流動状態から吸気行程終了時におけるシリンダ内スワール比の推定が可能と言える。

文 献

- [1] 脇坂, 嶋本, 一色, 柴田, 四サイクル機関のシリンダ内ガス流動の数値シミュレーション (第1報, 吸気行程におけるスワール生成過程の解析), 日本機械学会論文集 (B編), 52-476(1986), pp. 1555-1564.
- [2] Deardorff, J. W., A Numerical study of Three-Dimensional Turbulent Channel Flow at Large Reynolds Number, J. Fluid Mech., 41-2(1970), pp. 453-480.
- [3] Gosman, A. D., Pun, W. M., Runchal, A. K., Spalding, D. B. and Wolfshtein, Heat and Mass Transfer in Recirculating Flows, (1969), Academic Press.
- [4] Pun, W. M. and Spalding, D. B., A General Computer Program for Two-Dimensional Elliptic Flows, Imperial College Mech. Eng. Dept. Rep., HTS/76/2(1976).
- [5] Gosman, A. D. and Ideriah, F. J. K., TEACH-T: A General Computer Program for Two-Dimensional Turbulent Recirculating Flows, Imperial College Mech. Eng. Dept. Rep., (1976).
- [6] Patanker, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, (1980), pp. 88, McGraw-Hill.
- [7] 文献 [6]の124ページ.
- [8] Markatos, N. C. and Mukerjee, T., Three-Dimensional Computer Analysis of Flow and Combustion in Automotive Internal Combustion Engines, Math. Comput. Simulation, 23-4(1981), pp. 354-366.
- [9] Cloutman, L. D., Dukowicz, J. K., Ramshaw, J. D. and Amsden, A. A., CONCHAS-SPRAY: A Computer Code for Reactive Flows with Fuel Sprays, Los Alamos National Lab. Report, LA-9294-MS(1982).

第4章 Porosity法による 予測精度向上

4.1 緒言

数値計算によって機関運転時の実状態におけるスワール比，体積効率に及ぼす流路形状の影響を簡便に予測する実用的な手法として，吸気弁孔流路内を直方体要素に分割し，さらに，壁面を階段状境界で近似して流路内の三次元非定常ガス流動を数値計算する基本的手法を第2章で示した．ついで，第3章で吸気弁出口面の流動状態からスワール比を推定する方法の妥当性を検証した．

弁孔流路内の流動のみを解くこの手法は，流路内を直方体要素に分割するので流路形状の変更が容易である．これを用いることにより，流路の形状変化に対するスワール比，体積効率の変化傾向を比較的容易に予測できるようになった．しかし，第2章における実験結果との対比から2つの問題点が明らかとなり，これらが予測精度の悪化を招いていることがわかった．第1の問題点は，体積要素分割が十分細かければ問題ないと思われるが，比較的粗い要素分割の場合，流量が小さ目に計算される誤差を無視できないこと，第2の問題点は，吸気弁出口においてガスは弁座の円錐面に平行に流れるとする仮定では実際の流れを正しくシミュレートできず，スワール比の予測精度に悪影響を及ぼすことである．そこでこれらの問題点を解消するための方策について，本章と第5章で述べることにする．

まず本章では，第1の問題点を取り上げる．この問題が生ずる理由は，簡単のために，流路内の要素と同様に壁面に接する体積要素にも SIMPLE 法 [1]を用いているので，壁面を単に階段状の境界に置き換えただけでは壁境界条件を正しく設定できず，階段状境界の凹凸部において損失が過剰に生ずるためと考えられる．一方，Porosity 法 [2-5]では壁面に接する直方体要素内をガスの部分と壁の部分に分けて扱うことにより実際の壁面に沿って壁境界条件を設定できるので，壁面に接する体積要素に SIMPLE 法を用いても，要素における運動量，質量流量をより正確に扱うことができ，計算精度が向上する．また，壁面に接する直方体要素を壁面に合った形状の体積要素として扱うことができるので，流路形状をより

実際に近づけることができる。したがって、ここでは Porosity 法の概念を壁面に接する体積要素に適用することによって、これらの要素に対しても SIMPLE 法を用いたままで、計算精度の向上を図る方法について述べるとともに、簡単な形状の流路およびヘリカルポートを対象に定常流の計算を行い、実験データと比較することによって、Porosity 法の適用が弁孔流路内ガス流動計算の予測精度向上に有効であることを示した。

4.2 解析方法および壁境界の取扱い

基本的な解析方法は、第2章と同じであり、デカルト座標系 (x, y, z) を用いている。理想気体の状態方程式に従う圧縮性粘性流体に対する質量、運動量、エネルギーの各保存式から有限体積法に基づく離散化方程式を求め、それらを陰的に解く。なお、粘性係数に関しては、有効粘性係数を層流粘性係数と渦粘性係数との和で表し、渦粘性係数は第2章と同じ Subgrid Scale モデル [6] で用いられている式から計算する。

図4-1 は、 z 軸に垂直な任意断面における壁面近傍の体積要素を示したもので、壁面を二点鎖線で表してある。斜線を施した部分が壁領域、斜線のない部分がガス領域である。

第2章では、壁面を図4-1 中の太い破線のように階段状の壁に置き換えていた。このようにすれば、ガス領域と壁領域とを区別するフラグのみで流路形状を表せるので、形状データの作成や形状の変更は容易である。しかし、斜め壁をそのままの形で表せないため、形状に歪が生じるとともに、壁面に接する体積要素内の計算において誤差が生じた。

Porosity 法の概念を適用し、流路壁を図4-1 に折れ線で示した平面で近似する。図4-1 の長方形で表される直方体要素 P の体積を ΔV 、 x 軸に垂直な境界面の面積を ΔA_x とする。各保存式の従属変数のうち、エンタルピー h に関しては、太い実線で示す体積要素、また、各速度成分 u_x 、 u_y 、 u_z に関しては、半要素分だけずれた体積要素（たとえば u_x の場合は細い破線で示す体積要素）についての離散化方程式を求める。たとえば、太い実線で囲まれた h に関する体積要素の右側の x 軸に垂直な境界面の面積には、 ΔA_x にガスの通過できる

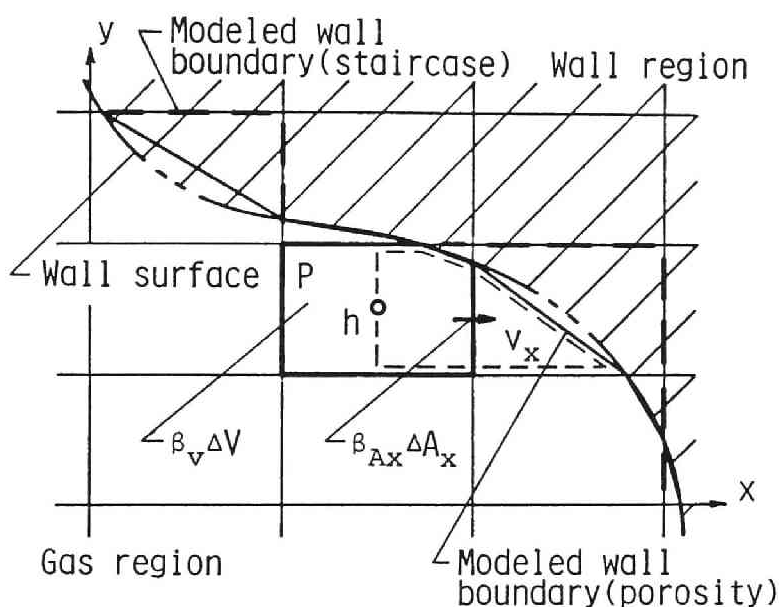


図4-1 壁面近傍の体積要素

面積割合を表す係数 β_{Ax} を掛けた修正面積 $\beta_{Ax}\Delta A_x$ を，体積には， ΔV に要素内でガス領域の占める割合を表す係数 β_v を掛けた修正体積 $\beta_v\Delta V$ を用いて基礎式を解く．このようにすれば，体積要素の各境界面の面積に対する係数 β_{Ax} ， β_{Ay} ， β_{Az} ，体積に対する係数 β_v のみで，体積要素を壁面の形状に合った状態で扱うことができるので，壁近傍の要素における運動量，質量流量をより正確に扱える．

第2章の壁境界条件では，壁法則 [6]を適用すると計算が複雑になるので，壁境界面における速度および温度のこう配を，壁面に接する体積要素中心の値と壁面における値とから直線近似で求めていた．Porosity 法を適用すると，壁法則の使用が容易になるので，壁面せん断応力 τ_w および壁面熱流束 q_w を次式で求める．

$$\tau_w = \rho u^* |u^*| \dots\dots\dots (4-1)$$

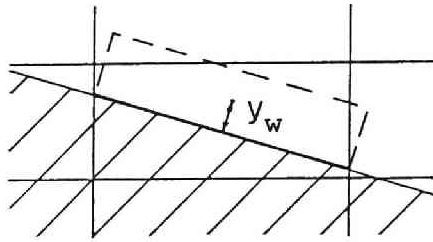


図4-2 壁法則

$$q_w = \frac{\tau_w}{\sigma_t u} (h - h_w) \quad \dots\dots\dots(4-2)$$

ただし，摩擦速度 u^* を次式で与える．

$$y^* \geq 130.3 \quad \text{のとき, } u^* = u / (0.75 + 2.19 \ln y^*)$$

$$y^* < 130.3 \quad \text{のとき, } u^* = u / \sqrt{y^*}$$

ここで， $y^* \equiv \rho |u| y_w / \mu_t$ ， ρ ：密度， u ：要素中心において壁面に平行な方向の内挿で求めた速度成分， y_w ：要素中心から壁面までの垂直距離， μ_t ：分子粘性係数， σ_t ：乱流プラントル数（＝ 0.9）， h_w ：壁面におけるエンタルピー．

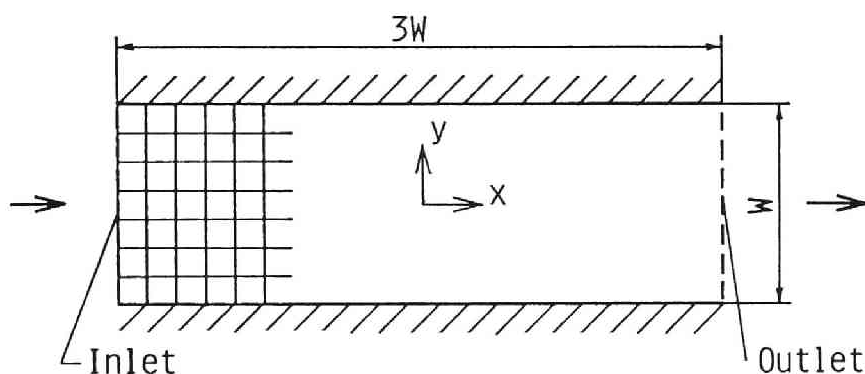
なお，壁近傍において，壁面に垂直な方向の速度成分は平行な方向の速度成分に比べ十分小さいと考えられるから，近似的に， $u = (v_x^2 + v_y^2 + v_z^2)^{1/2}$ とする．また，図4-2 に示すように，壁面に接する体積要素は，壁面を表す平面で二分されるので，この体積要素内の壁平面を底面とする角柱を想定し，その体積がガス領域を占める要素体積と等しくなる角柱の高さを求め，その $1/2$ を壁面からの距離 y_w とした．

以下の計算において，壁面での速度および温度のこう配は，壁面を階段状境界で近似する場合，第2章と同じく直線近似を行うことによって，また，Porosity法を適用して折れ線近似した境界に対しては，壁法則を用いて求める．

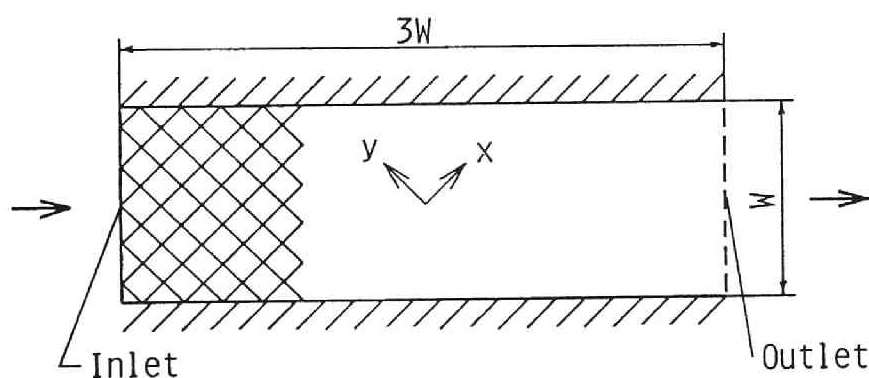
4.3 平行平板間の流れ

4.3.1 計算モデルおよび計算手順

流路幅 $W = 52 \text{ mm}$ ，流路長さが $3W$ の平行平板間の定常流を対象に，図4-3 (a)，(b)に示すように，壁面と体積要素境界が平行である分割P，壁面と体積要素境界との傾きが 45° である分割Dについて，二次元の流動計算を行った．出口の境界条件としては，出口境界面に垂直な方向に対する諸量のこう配を零と仮定した．入口における境界値として平均速度，断面一様な圧力および温度を与える．初期状態として一様な入口の速度分布を与えて平板間の流動状態を計算する．



(a) 分割P



(b) 分割D

図4-3 平行平板間の体積要素への分割

つぎに，入口の速度分布の形を出口の速度分布と同じ形に置き換えて，平均速度が同一になるように速度の値を修正したうえで，平板間の流動状態を計算する．この計算を繰り返し，入口，出口間の圧力差が収束した状態をもって十分に発達した状態の解とした．

4.3.2 圧力降下

レイノルズ数 $Re = 2\rho_{in}v_{in}W/\mu_l = 10^5$ (ρ_{in} , v_{in} : それぞれ入口境界における平均密度，平均速度) について，流路幅 W で正規化した入口からの距離 X と入口からの圧力降下 Δp_x との関係を図4-4 に示す． Δp_x は入口における動圧 $(1/2)\rho_{in}v_{in}^2$ で正規化してある．また，Jones の式 [7]による圧力降下を実線で図4-4 に併記してある．体積要素の境界が壁面に平行でない分割Dの場合，壁面を階段状境界近似するときは△印で示すように，Jones の式に比べ圧力降下はかなり大きくなるが，Porosity 法適用境界にするときは，○印で示すように，

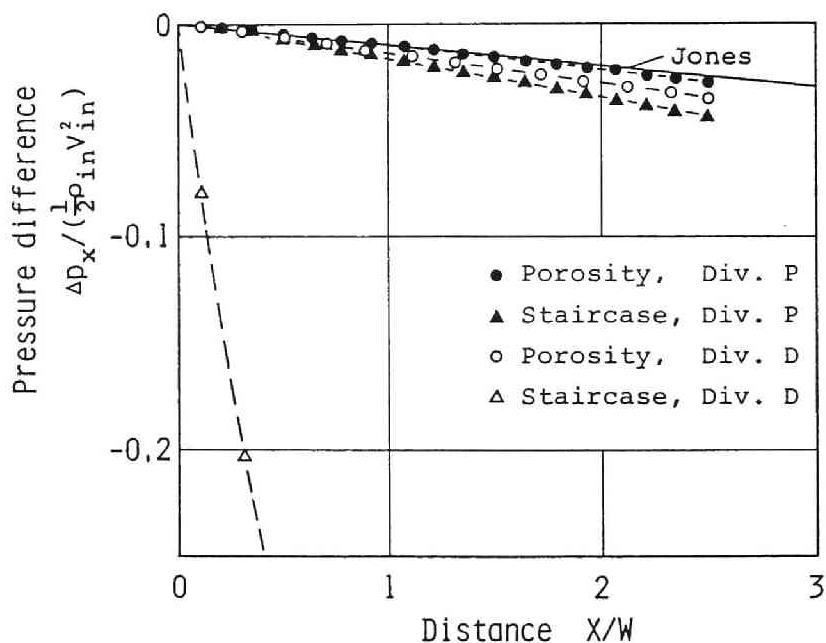


図4-4 平行平板における圧力降下 ($Re = 10^5$)

ほぼ妥当な結果が得られている。また、体積要素境界面が平行である分割Pでは、●印、▲印で示すように、階段状境界近似、Porosity 法適用境界いずれにおいても、Jones の式による圧力降下と比較的よく一致している。特に、壁法則を適用している Porosity 法適用境界の●印の方が一致度は良い。

以上の結果から、壁面と体積要素の境界面が平行でない場合、階段状境界近似とすると、誤差が生じるが、Porosity 法を適用した境界とすれば、誤差が少なく妥当な結果を与えることがわかる。

4.4 曲がり管内の流れ

4.4.1 計算モデルおよび計算手順

図4-5 に示すような管径 52 mm，中心軸の局率半径 52 mm で直角に曲がる円形断面の曲がり管（90° ベンド）に対する定常流の計算を行った。管の上，下流

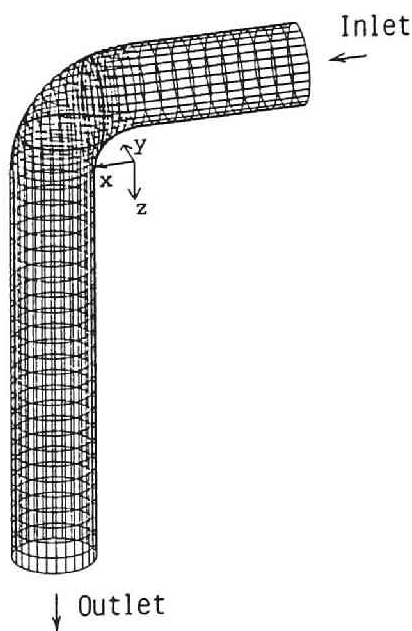


図4-5 曲がり管（90° ベンド）

側に，長さが管径の2倍および5倍の直円管をそれぞれ付けてある．円管内を直方体要素に分割するに当たっては，図4-3(a)に示す分割Pに相当するように直円管部の中心軸と直方体要素境界面が平行になるようにした．まず，曲がり管の管径と同一管径，長さが管径の約3倍の直円管について，4.3節の平行平板間の流れと同様な計算を行って，直円管内の十分発達した三次元流動場を求める．この計算で得られた直円管出口の速度分布形状を曲がり管の入口境界条件として与えて曲がり管内の三次元流動計算を行い，入口，出口間の圧力差が収束した状態をもって十分に発達した状態の解とした．

4.4.2 曲がり損失

曲がり部における圧力降下から求めた損失係数 ζ_b について，Porosity法適用境界と階段状境界近似による計算結果を図4-6に示す．なお，図4-6には実験式[8]による値を実線で併記してある．階段状境界近似による方法では， ζ_b が実験式に比べかなり大きく，曲がり部において誤差の大きいことがわかる．これ

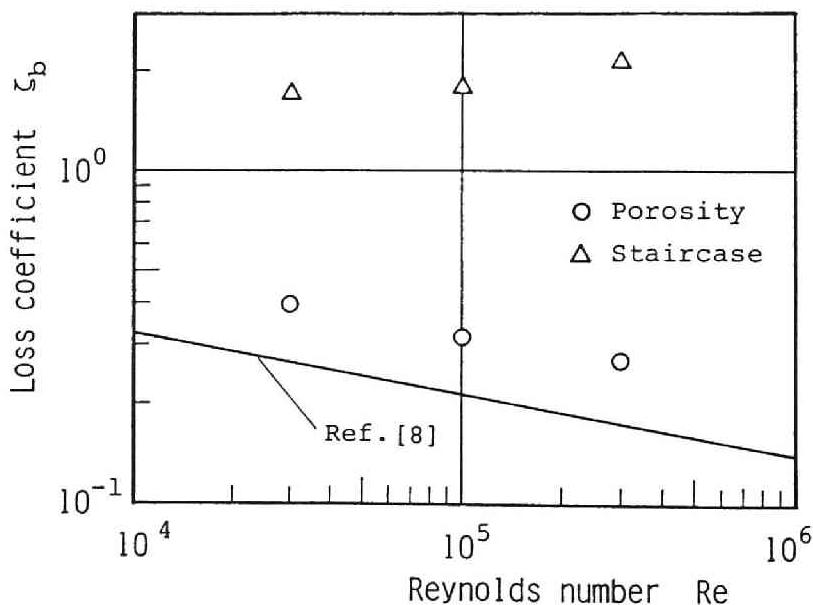


図4-6 曲がり管（90° ベンド）の損失係数

に対し， Porosity 法を適用すればよい。は実験式に近づくことから，三次元計算においても Porosity 法は計算精度の向上に有効であることがわかる。

4.5 吸気弁孔流路内の流れ

4.5.1 計算モデルおよび計算手順

図4-7(a)～(c)に，弁を取り除いた吸気弁孔流路モデルを示す。円管に矩形ダクトを取り付けたモデルRP，実機のヘリカルポートに模したモデルHP，モデルHPの螺旋部の高さを低くしたモデルHP-H4を用いて， Porosity 法の有効性を確認する。

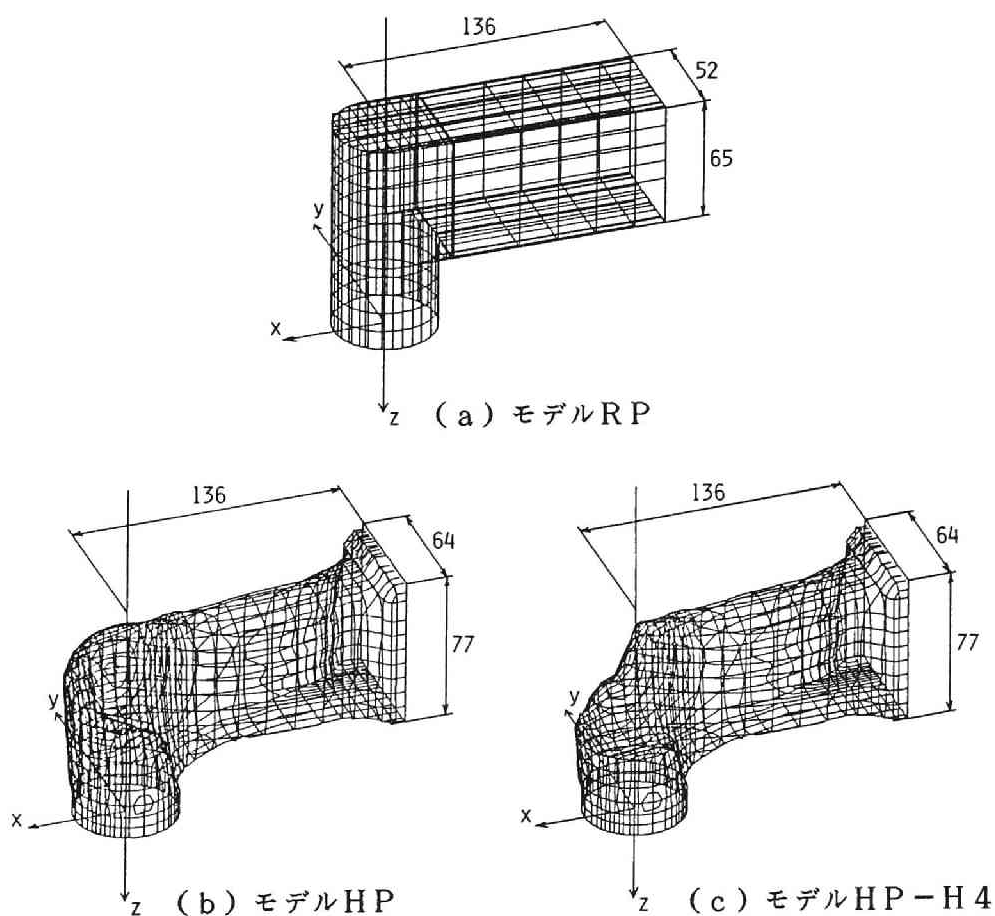


図4-7 流路モデル

弁出口境界条件の設定の仕方による影響を避けるため、まず、図4-7(b)，(c)のモデルHP，HP-H4に弁孔径 $d_v = 52 \text{ mm}$ と同じ径で長さが直径の約5倍の円管を弁孔出口に取り付けた円管付流路モデルHP-PIPE，HP-H4-PIPEについて定常流の計算を行い実験結果と比較した。

次に、図4-7の流路に、簡単のため弁傘部を円盤に置き換えた円盤状弁（弁座角 30° ）を取り付けた吸気弁付流路モデルRP-D，HP-D，HP-H4-Dそれぞれについて、定常流の計算および実験を行った。

吸気弁付流路モデルにおける流路の入口，出口境界条件は，第2章と同じにした。すなわち，入口における速度の方向は境界断面に垂直，速度分布は一様であり，流入するガスは周囲大気状態から等エントロピー変化する。出口境界における圧力にはシリンダ圧力を与え，ガスは弁座の円錐面に沿って流れる。定常流の計算においては，まず，所定の弁揚程，流路入口，シリンダ間の圧力差を設定する。流路内の状態の初期値として静止状態を仮定する。この状態より非定常流動の計算を始め，十分時間を経過した後の安定した流れをもって定常流における解とした。

円管付流路モデルの場合，入口境界条件に関しては，弁付流路モデルと同じであるが，出口境界については，境界面の圧力はシリンダ圧力に等しいと仮定する。また，境界断面に垂直な方向に対する各速度成分およびエンタルピーのこう配を零とした。定常流の計算においては，まず，所定の流路入口，シリンダ間の圧力差を設定した後，吸気弁付流路モデルの場合と同様に非定常流動の計算を行い，十分時間を経過した後の安定した流れをもって定常流における解とした。

4.5.2 実験装置および実験方法

定常流実験装置の概要を図4-8に示す。内径 130 mm のアクリル製シリンダの上部に吸気弁孔流路を吸気弁軸とシリンダ軸とが一致するように取り付け，ブローで吸引することによって圧力 p_a の周囲大気とシリンダ間に一定の圧力差 Δp を発生させる。質量流量 m を第2章と同様にオリフィス流量計で測定し，弁孔流路の損失を含む流量係数 C_d を算出した。円管付流路モデルの実験では，吸気弁を取り除き弁孔径と同じ径で長さが直径の約5倍の円管を弁孔出口に取り

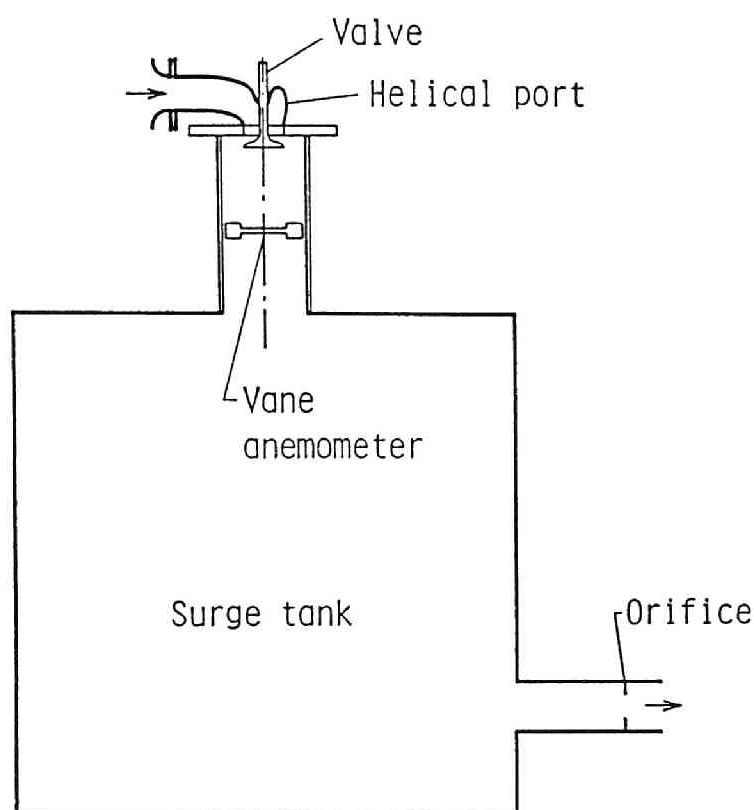


図4-8 定常流実験装置

付けて流量を測定した。また、スワールの強さを表す羽根車回転数 N 。に関しては、シリンダに対する位置が実機と同じになるように吸気弁孔流路を取り付け、Pischinger の提唱した羽根車 [9] を、シリンダヘッド面からの距離がシリンダ径の 1.8 倍の位置に設置して測定した。

4.5.3 円管付き流路

円管付流路モデル HP-PIPE, HP-H4-PIPE について、周囲大気とシリンダとの圧力差 Δp に対する質量流量 m の関係を図4-9 および図4-10にそれぞれ示す。図4-9, 図4-10中の●印は定常流の実験結果であり、○印, △印は、それぞれ、Porosity 法適用境界、階段状境界近似の場合の計算結果である。

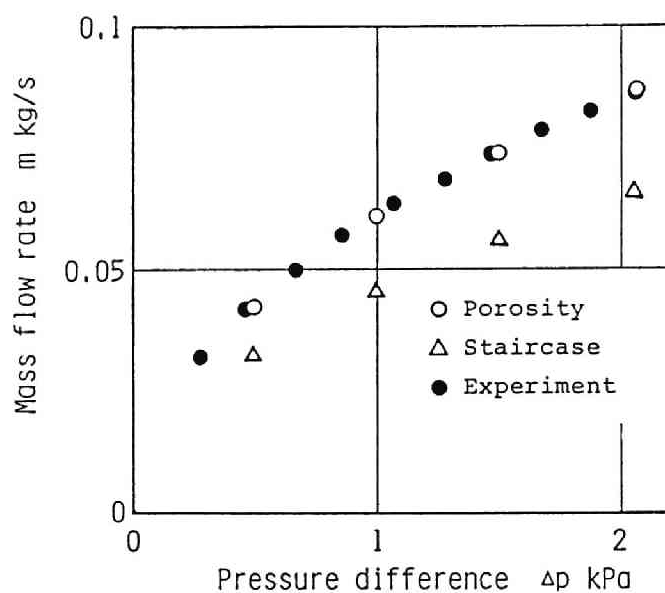


図4-9 圧力差に対する質量流量（モデルHP-PIPE）

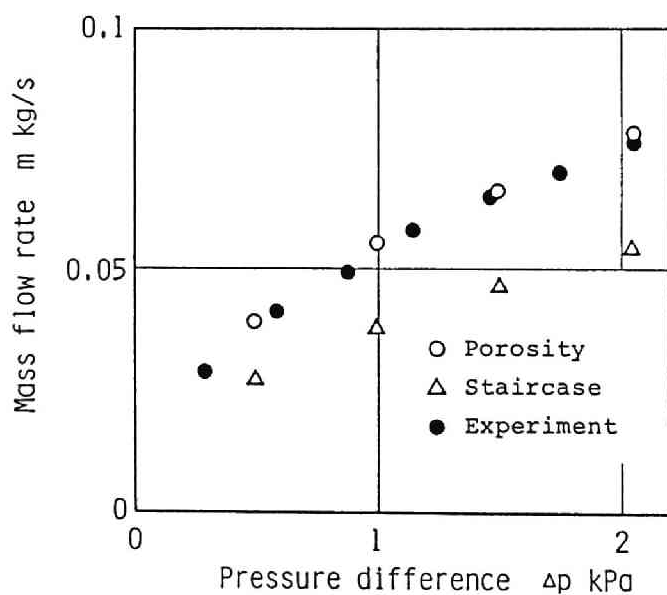


図4-10 圧力差に対する質量流量（モデルHP-H4-PIPE）

図4-9 からわかるように，階段状境界近似の場合，実験値に対する計算値の誤差が 25% にもなる．これに対し，Porosity 法を適用すれば，実験値に対する計算値の差は 2~3% と小さく，Porosity 法がヘリカルポートのように複雑な形状の流路に対しても有効であり，これまでの計算値に生じていた誤差の原因の大部分が壁境界の取扱い方にあったことがわかる．また，モデルHP-P I P Eより螺旋部の高さを低くしたモデルHP-H 4-P I P Eの方が流量が少なくなる傾向が図4-9 と図4-10の計算結果に表れており，形状の差異による流動損失の違いを定量的に予測できると推察される．

4.5.4 吸気弁付き流路

吸気弁付流路モデルHP-D，HP-H 4-Dについて，弁孔流路の損失も含めて表した流量係数 C_d の計算結果と実験結果を図4-11，図4-12にそれぞれ示す．弁揚程 L_v は弁孔径 d_v で割って正規化してある．図4-11，図4-12からわかるように，Porosity 法を適用すれば計算値は実験値に近づくが，円管付流路モデルに比べ，実験値に対する計算値の隔たりは若干大きくなっている．しかし，スワール比，体積効率に及ぼす影響が大きいと考えられる弁揚程の大きい範囲での弁出口流動状態は実験結果と比較的よく一致しており，機関運転状態に相当する非定常流動状態の計算に対しても，予測精度の向上が期待できると思われる．

モデルHP-Dについて，最大弁揚程 $L_v/d_v = 0.275$ における流量係数 C_d および羽根車回転数 N_v を，体積要素数を変えて計算した．その結果を実験結果とともに図4-13に示す．計算結果は，弁出口面から流出するガスが持つシリンダ軸回りの角運動量から剛体渦を仮定して算出した．○印は， x ， y ， z 方向の分割数が，それぞれ，28，24，18〔計算に与る体積要素数は約 3200（階段状境界近似），約 3100（Porosity 法適用境界）〕，□印は，41，34，32（両方法ともに要素数約 13000）の場合の計算結果である．後者の場合，流れが急激に変化するヘリカル部を細かく分割してある．図4-13からわかるように，Porosity 法適用境界，階段状境界近似の差による C_d ， N_v の差は大きい，いずれの境界取扱方法においても体積要素数の影響は大きくない．このことより，階段状境界近似の場合，壁における誤差の影響を十分小さくするには，非常に細かい

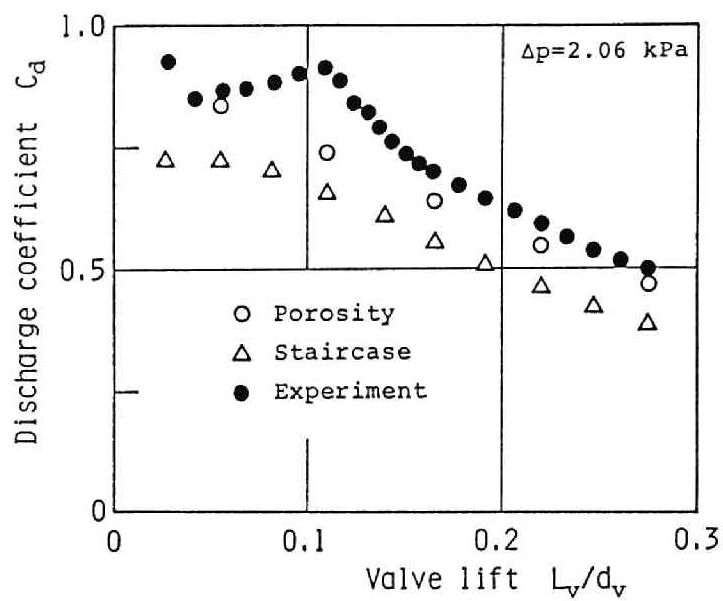


図4-11 弁揚程に対する流量係数（モデルHP-D）

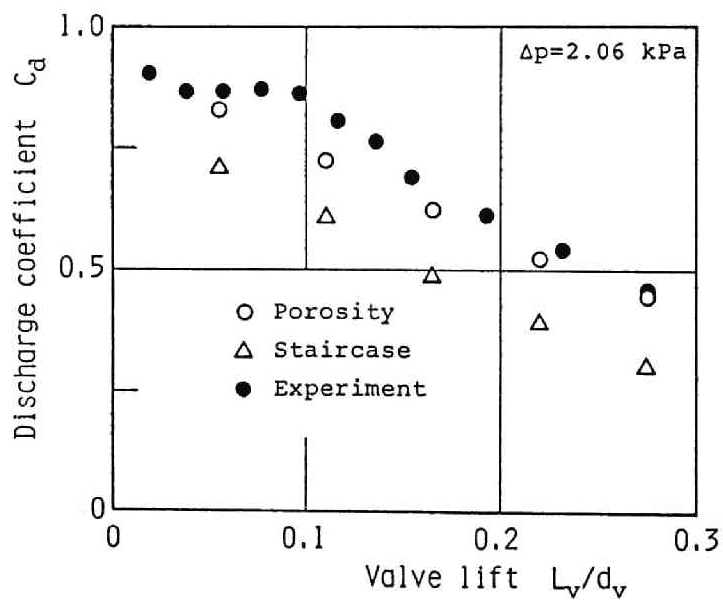


図4-12 弁揚程に対する流量係数（モデルHP-H4-D）

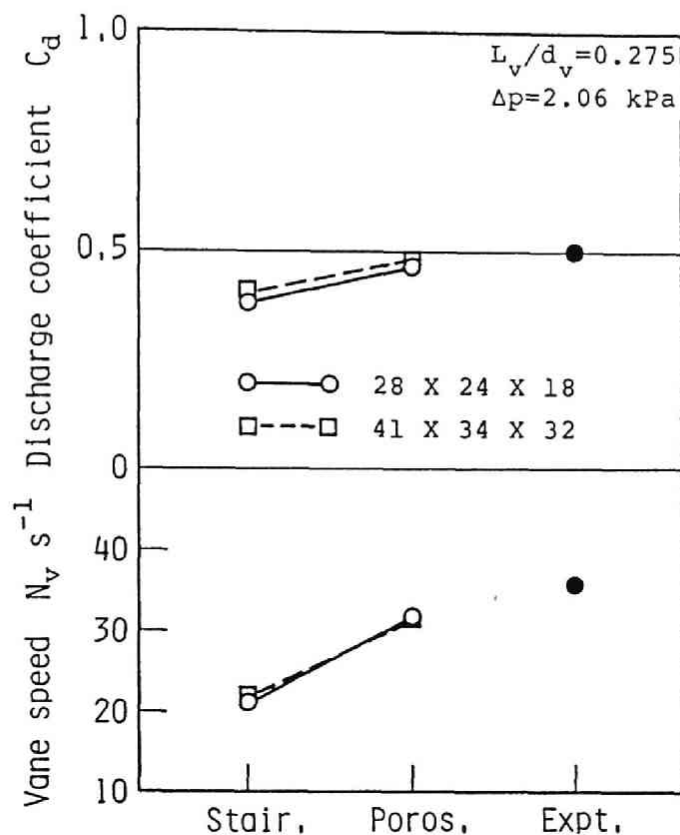


図4-13 体積要素数の影響（モデルHP-D）

要素分割にする必要があると推察される。したがって、演算時間、計算機の容量の点で、比較的粗い分割においても、壁における誤差を小さくできる Porosity 法の適用が予測精度向上に有効と思われる。

モデルRP-D，HP-D，HP-H4-Dについて，最大弁揚程 $L_v/d_v=0.275$ における流量係数 C_d ，羽根車回転数 N_v の定常流計算結果と実験結果を図4-14に示す。階段状境界近似の場合，弁孔流路形状の差による C_d ， N_v の変化は実験値とほぼ同一の傾向を示すが，形状の複雑な流路モデルHP-D，HP-H4-Dでは，計算値は実験値よりかなり小さく，定量的一致度は良くない。Porosity 法を適用すると，種々の流路に対して C_d の計算値は実験値と比較的

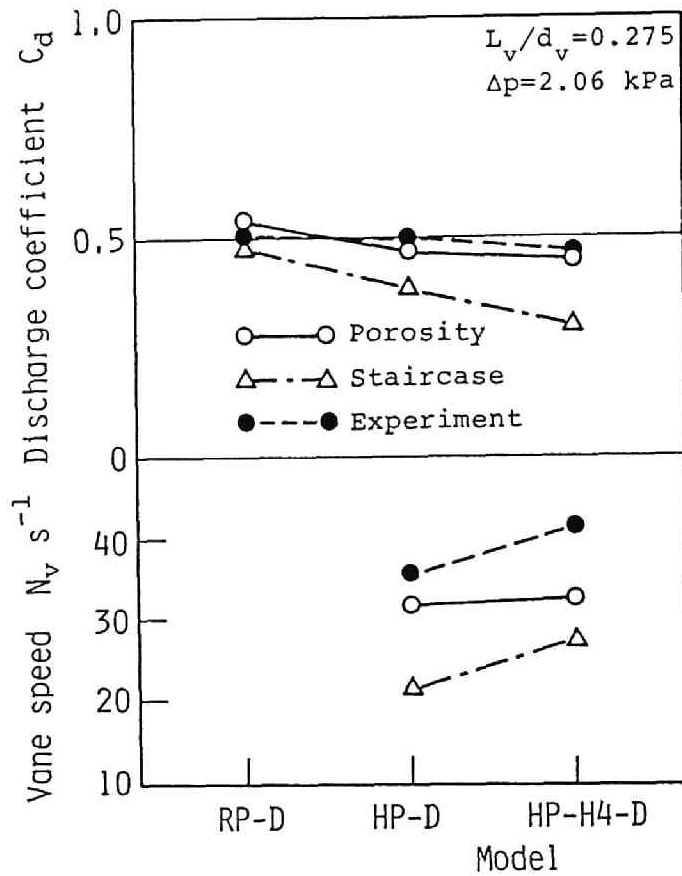


図4-14 吸気弁孔流路形状の影響

よく一致しており，吸気弁孔流路における損失の定量的な予測の可能なことがわかる．一方， N_v の計算値は，Porosity 法の適用により実験値に近づくが，計算値と実験値に差は残る． N_v への影響が大きいと考えられる弁出口境界条件を改良すれば N_v の計算値に関しても差は減少するであろう．

4.6 結言

吸気弁孔流路内流れの予測精度向上を目的として，壁面を階段状境界で近似す

るこれまでの方法を改め、壁面に接する体積要素に Porosity 法を適用した結果、妥当な予測精度を持つシミュレーション計算が可能になり、さらに、以下のことがわかった。

(1) 壁面と体積要素の境界面が平行でない場合、壁面に接する体積要素において、Porosity 法を適用すれば、計算誤差が小さくなり、妥当な予測結果が与えられる。境界面が平行である場合は階段状境界近似、Porosity 法適用境界による差はみられない。

(2) Porosity 法の適用により、ヘリカルポートのように複雑な形状の吸気弁孔流路における損失の定量的予測が可能である。

以上の結果は定常流に対するものであるが、スワール比、体積効率に及ぼす影響が大きいと考えられる弁揚程の大きい範囲で、流量係数の計算値と実験値が比較的よく一致していることより、機関運転状態に近い非定常流動状態における計算においても、スワール比、体積効率の予測精度向上が期待できる。

文 献

- [1] Patanker, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, (1980), pp. 126, McGraw-Hill.
- [2] Markatos, N. C. and Mukerjee, T., Three-Dimensional Computer Analysis of Flow and Combustion in Automotive Internal Combustion Engines, Math. Comput. Simulation, 23-4(1981), pp. 354-366.
- [3] Przekwas, A., Modeling of Fluid Flow, Heat Transfer and Flame Propagation in Reciprocating Engines, Proc. Symp. on Flows in Internal Combustion Engines, ASME Winter Annual Meeting(1982), pp. 73-79.
- [4] Qin, H. Q., Steady Flow through a Poppet Valve with Conical Seat and the effect of the Valve Geometry on the Discharge Coefficient, Imperial College Mech. Eng. Dept. Rep., PDR/CFDU IC/8(1983).
- [5] Duggal, V. K., Kuo, T. W., Mukerjee, T., Przekwas, A. J. and Singhal, A. K., Three-Dimensional Modeling of In-Cylinder Processes in DI Diesel Engines, SAE Paper, No. 840227(1984).
- [6] Cloutman, L. D., Dukowicz, J. K., Ramshaw, J. D. and Amsden, A. A., CONCHAS-SPRAY: A Computer Code for Reactive Flows with Fuel Sprays, Los Alamos National Lab. Report, LA-9294-MS(1982).
- [7] Jones, O. C., Jr., An Improvement in the Calculation of Turbulent Friction in Rectangular Ducts, Trans. ASME, J. Fluids Eng., (1976), pp. 173-181.
- [8] 日本機械学会編, 管路・ダクトの流体抵抗, (1980), 68, 日本機械学会.
- [9] Pischinger, F., Entwicklungsarbeiten an einem Verbrennungssystem für Fahrzeugdieselmotoren, ATZ, 65-1(1963), pp. 11-16.

第5章 吸気弁出口境界取扱方法の改良による予測精度向上

5.1 緒言

本章では、第4章の緒言で述べた2つの問題点のうち、第2の問題点、すなわち、吸気弁出口においてガスは弁座の円錐面に平行に流れるとする仮定では実際の流れを正しくシミュレートできず、スワール比の推定精度に問題が生ずる点を取り上げ、この問題点を解消するための方策について述べる。

第2章では、簡単のため弁面と弁座間の流路には1層の体積要素列を設定し、それらの要素内ではガスが弁座の円錐面に平行に流れると仮定してこの体積要素列における流動状態からスワール比を求めた。しかし、実際の流れではガスが弁面と弁座間の流路を通過するとき流れの方向が大きく変化するので、前述の仮定のもとでスワール比を推定する場合、その仮定に起因する誤差を無視できない。したがって、スワール比を正しく推定するには、流動方向を弁座の円錐面に平行とは仮定せず、その方向が弁面と弁座間の流路を含めた流動解析から定まるようにすることが考えられる。

ここでは、弁面と弁座間の流路の体積要素列を2層に増やして流動方向の計算方法を改め、さらに、内側すなわち弁軸側の層にあたる体積要素に第4章と同様に Porosity 法[1-4]を適用することで、弁面および弁座の形状を表して流動解析できるようにし、スワール比の予測精度の向上を図った。これを用いてヘリカルポートを対象に実機関の吸入過程を模擬した間欠流の計算を行い、実験結果と比較することで予測精度の改善を確認した。

5.2 解析方法および弁出口境界取扱方法

基本的な解析方法は、第2章と同じであり、デカルト座標系(x , y , z)を用い、 z 軸を弁軸と一致させている。図5-1は弁出口境界、すなわち弁面と弁座間の領域にある体積要素を示したものである。同心円上に並んだ体積要素列を1層だけにした場合を図5-1の左側に、体積要素列を2層にして解析精度を高め、

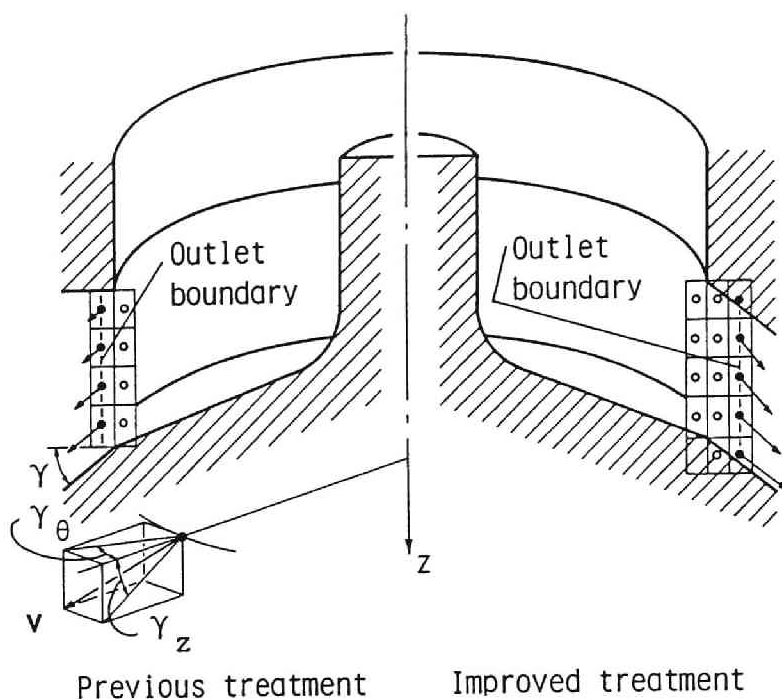


図5-1 弁出口境界取扱方法

弁面および弁座を円錐状壁で表すように改良した場合を図5-1 の右側に示す。図5-1 中の●印は弁出口境界を表す1層の体積要素点，○印はそれより内側の領域の要素点である。弁出口境界の体積要素点における速度の方向は図5-1 に示すように定める。すなわち，体積要素点を通り弁軸に垂直な平面内の速度成分が，弁軸と要素点を通る直線となす角で表される旋回方向角 γ_θ ，体積要素点と弁軸を含む平面に対する速度成分が弁軸と要素点を通る直線となす縦方向角 γ_z で，速度の方向を表す。なお，体積要素は，その要素点が同心円上に並ぶように分割されている。

5.2.1 1層モデル

体積要素列を1層にした場合に用いた主な仮定を以下に示す。

- (1) 弁出口境界における体積要素点の圧力は一様でシリング圧力に等しい。

(2) 弁出口境界体積要素点における縦方向角 γ_z は弁座角 γ (図5-1) に等しい。

(3) 弁出口境界の体積要素点における旋回方向角 γ_θ は、ガスが弁から流出する場合、弁軸に垂直な同一平面内において、弁軸側からこの体積要素点にそれぞれ接する2つの体積要素点の旋回方向角 γ_θ からの内挿値に等しいとして求める。弁から逆流するときは、旋回方向角 γ_θ は零とする。

(4) 弁出口面の流量、角運動量は、出口境界における要素点 (図5-1 左図の●印) の速度、密度を用いて求めた値とする。

5.2.2 2層モデル

図5-1の右図に示すように、弁面と弁座間の流路における計算領域をシリンダ側に増やすことにより、この流路における流動状態を流路形状の影響を含めて解析することができる。弁面と弁座間の流路における体積要素列の層数を多くすれば、弁間隙における流動計算の誤差は小さくなる。一方、層数が多くなると弁出口境界の位置がシリンダ側に移動するので実際の流路の最小断面位置から大きくずれる恐れがあることから、体積要素列の層数をむやみに増やせない。また、これまでの1層の体積要素列を2層に増やし境界取扱方法を改めることによる改善度は大きい。2層を3層以上に増加してもその改善度は比較的小さいと考えられる。ここではこれらのことを考慮して体積要素列の層数を必要最小限の2層にした。

体積要素列を2層にする場合は、図5-1の右側に示すように、弁面および弁座に接する体積要素にはそれらの形状をそのまま取り入れてある。○印で示す弁面と弁座間の体積要素については流路内の要素と同様に解く。弁出口境界の体積要素点 (●印) の圧力にはシリンダ圧力を与え、速度の方向は前述の仮定(2)を取り除き、次のように定める。

ガスが弁から流出する場合、弁出口境界体積要素点の旋回方向角 γ_θ は、その要素点を通り、速度の方向と平行に上流側に延ばした直線が、弁出口境界体積要素列に内接する体積要素列で構成される円筒面と交わる点の旋回方向角に等しくなるように定める。交点の旋回方向角は、交点の周囲の4要素点の内挿値として

求める。

文献[5]の定常流の実験結果から判断すると、弁面と弁座間の流路からシリンダに流出する場合、弁出口速度の平均縦方向角は、流れが剥離しない部分ではほぼ弁座角に等しいと見なせるので、ここでは、このことを考慮して、弁出口境界の体積要素の縦方向角 γ_z は、 γ_θ と同様にして求めた交点の縦方向角の内挿値と弁座角 γ との平均値に等しいと仮定した。ガスが弁から逆流するときは、旋回方向角 γ_θ を零、縦方向角 γ_z を弁座角 γ とする。弁出口面における流量および角運動量の計算には、図5-1の左側と同一の位置における値を用いる。

5.3 計算モデル

計算の対象とした吸気弁孔流路モデルを図5-2に示す。図5-2(a)は、実機のヘリカルポートに模したモデルHP（弁孔径 $d_v = 52 \text{ mm}$ ）に弁棒付き円盤状弁（弁座角 30° ）を取り付けたモデルHP-D、図5-2(b)は、モデルHP-Dの螺旋部の高さを低くしたモデルHP-H4-Dである。

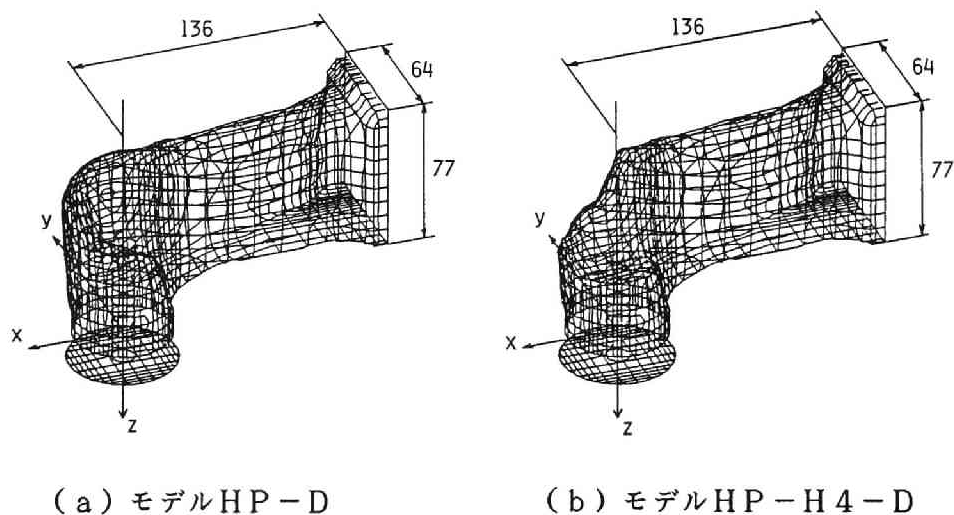


図5-2 吸気弁孔流路モデル

5.4 境界取扱方法の検討

吸気弁孔流路壁を階段状境界で近似した場合Sと Porosity 法適用境界とした

場合Pとを，弁面と弁座間の領域の体積要素列をこれまで通りの1層とした場合Oと2層とした場合Tとに組み合わせる．このようにしてできた4種類の異なった取扱いSO，ST，PO，PTについて検討する．周囲大気とシリンダとの圧力差 $\Delta p = 2.06 \text{ kPa}$ ，最大弁揚程 $L_v/d_v = 0.275$ (L_v ：弁揚程)において定常流れに対して計算を行い，第4章で示した実験結果と比較した．

モデルHP-D，HP-H4-Dについて，スワールの強さを表す羽根車回転数 N_v ，および吸気弁孔流路の損失も含めて表した流量係数 C_d を計算し，実験結果とともに図5-3に示す． N_v の実験値は，羽根車をシリンダヘッドからの距離がシリンダ径の1.8倍の位置に設置して測定したものである． N_v の計算値は，弁出口面を通過するガスがシリンダ軸に対して持つ運動量のモーメントから剛体渦を仮定して算出した．SOとPOとの間，およびSTとPTとの間の流量係数 C_d の差が，弁座部の取扱い方を変えた場合の差より大きいことから，流路壁面

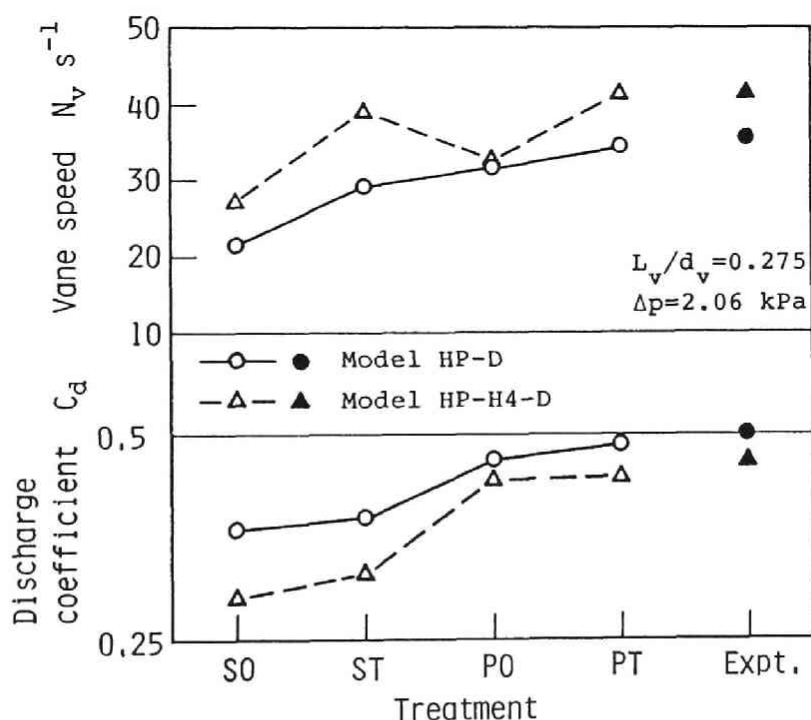


図5-3 羽根車回転数および流量係数（定常流）

の取扱い方の違いが C_d に大きな影響を及ぼしていたこと、また、Porosity 法適用境界の計算値の方が実験値に近づくことがわかる。羽根車回転数 N_r については、Porosity 法適用境界と弁座部の体積要素列を2層とした場合の組合せPTの計算値が両モデルともに最も実験値に近いことがわかる。モデルHP-Dの場合、流量係数 C_d の増加に伴って羽根車回転数 N_r も大きくなり、SOとPTとの間での N_r の増加割合は1.61で C_d の増加割合1.27に比べてかなり大きい。このことから、両組合せにおける N_r の差には、流量の差が寄与しているだけではなく、弁出口における速度分布に生じた形の違いも作用していることが推察される。

SO、PTの組合せに対する弁出口速度分布の計算結果と、第2章で述べた実験装置において熱線流速計で測定した実験結果を、モデルHP-Dについて図5-4に示す。同一位置における比較になるように、SOについては、図5-1左側の弁出口境界体積要素内、PTについては、出口境界より1つ内側の体積要素内の値を用いてある。弁揚程($L_v = 14.3 \text{ mm}$)で割って正規化したシリンダヘッドから測定点までの無次元距離 $h_p^* = 0.35, 0.77$ における、 z 軸に垂直な方向の速度成分 v_{xy} を実線で、 z 軸に平行な成分 v_z を破線で表してある。SOの場合、縦方向角を弁座角に等しいと仮定しているため、 v_{xy} と v_z との比はほぼ一定となっているが、実験値ではこの比が一定ではない。PTの場合、 v_{xy} と v_z との比は一定ではなく、SOの場合に比べ実験結果の速度分布に近づいている。したがって、このことが羽根車回転数 N_r の改善にも寄与していると思われる。

以上の結果から、弁出口境界、すなわち弁面および弁座間の領域の取扱いをこれまでの1層の体積要素列で近似することから2層で近似する方法に改良することで、弁出口の速度分布がより実験値に近づき、また、これをPorosity法適用境界と組み合わせると、羽根車回転数および流量係数の予測精度がさらに向上することがわかる。

5.5 非定常流実験結果との比較

5.5.1 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図5-5に示す。内径130 mmの亚克力製シリンダの上部に、

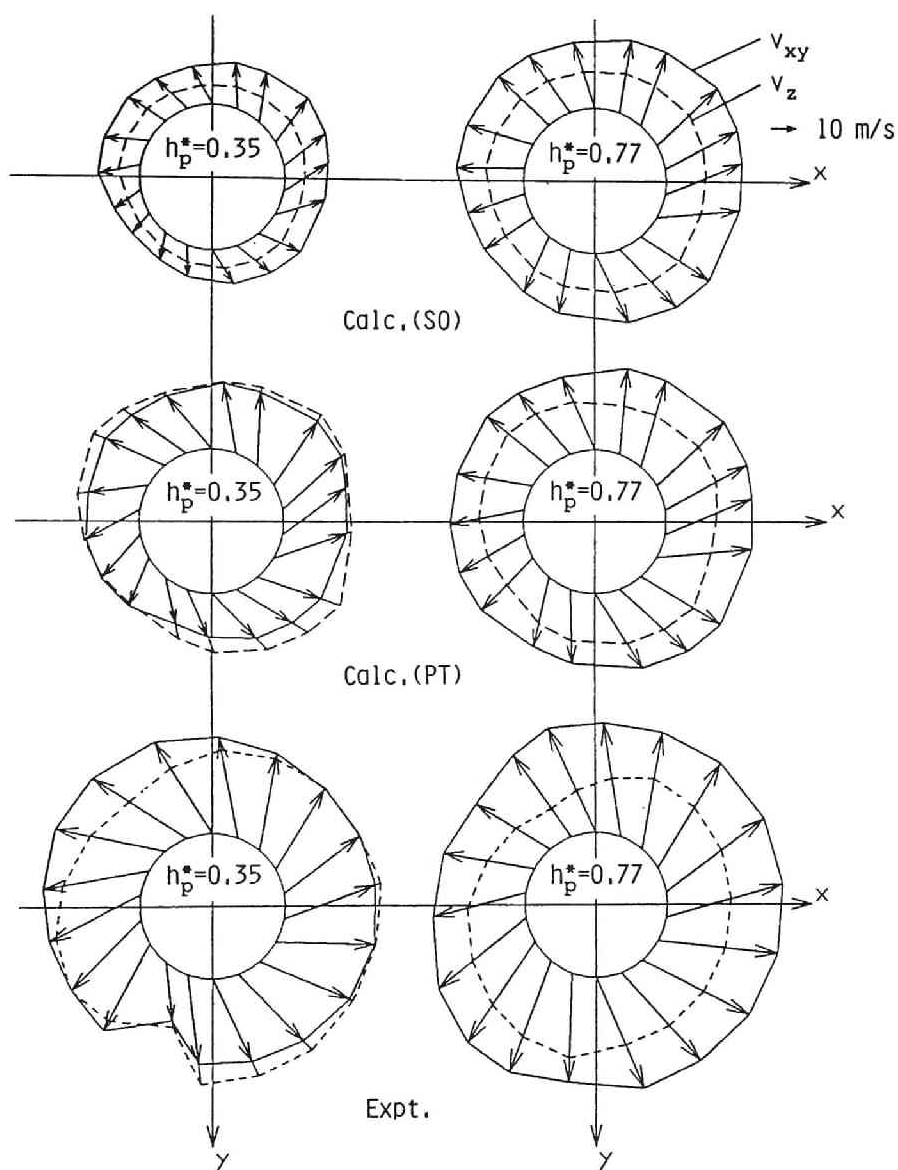


図5-4 弁出口速度分布（定常流，モデルHP-D）

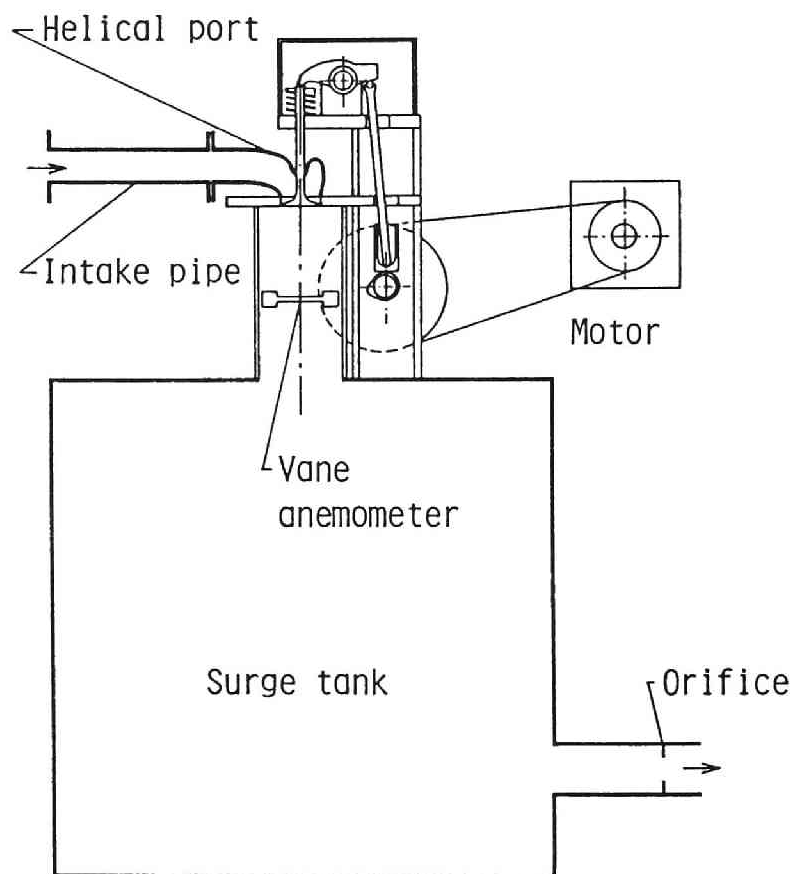


図5-5 非定常流実験装置

吸気弁孔流路（モデルHP-Dの弁を実機におけると同様な形のきのこ弁に取り替えたモデルHP-P）をシリンダに対する位置が実機と同じになるように取り付け，周囲大気とサージタンク（容積 0.6 m^3 ）間に一定の圧力差 $\Delta p = 11.2 \text{ kPa}$ を保ちながら吸気弁を機関回転数 $N_e = 30 \text{ s}^{-1}$ （1800 rpm）相当でモータにより駆動し，空気をシリンダおよびサージタンク内に間欠的に流入させさせることによって吸入過程を模擬する．弁孔流路入口端に取り付けた吸気管の長さを種々変えて実験を行った．サージタンク内の圧力変動は十分小さいので，オリフィ

スにて平均質量流量を測定した。また、間欠流動場において瞬時のスワールの強さを測定することは困難なので、Pischinger 型の羽根車 [6] をシリンダヘッドからの距離がシリンダ径の 1.1 倍の位置に設置し、その平均回転数を測定した。

5.5.2 一次元計算結果と実験結果との比較

吸気弁孔流路内の三次元流動計算の境界値には、ガス交換過程を一次元特性曲線法 [7] によってシミュレートした結果を用いる。したがって、まず一次元計算結果の妥当性を検討するために、実験装置を図5-6 に示すような一次元モデルに

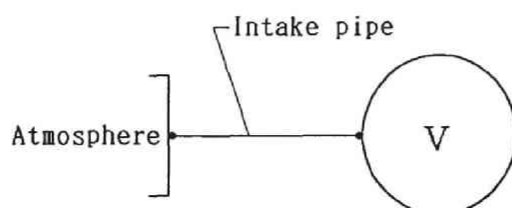


図5-6 実験装置の一次元モデル

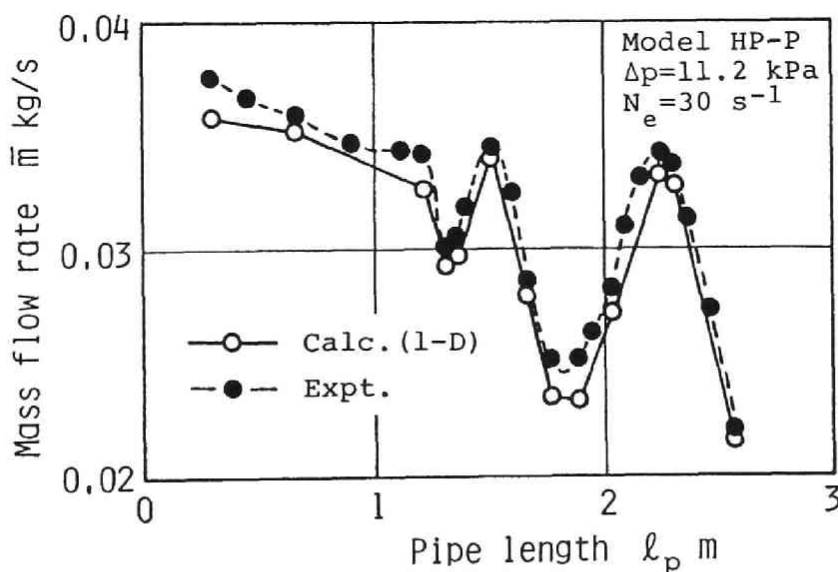


図5-7 吸気管長に対する平均質量流量（非定常流）

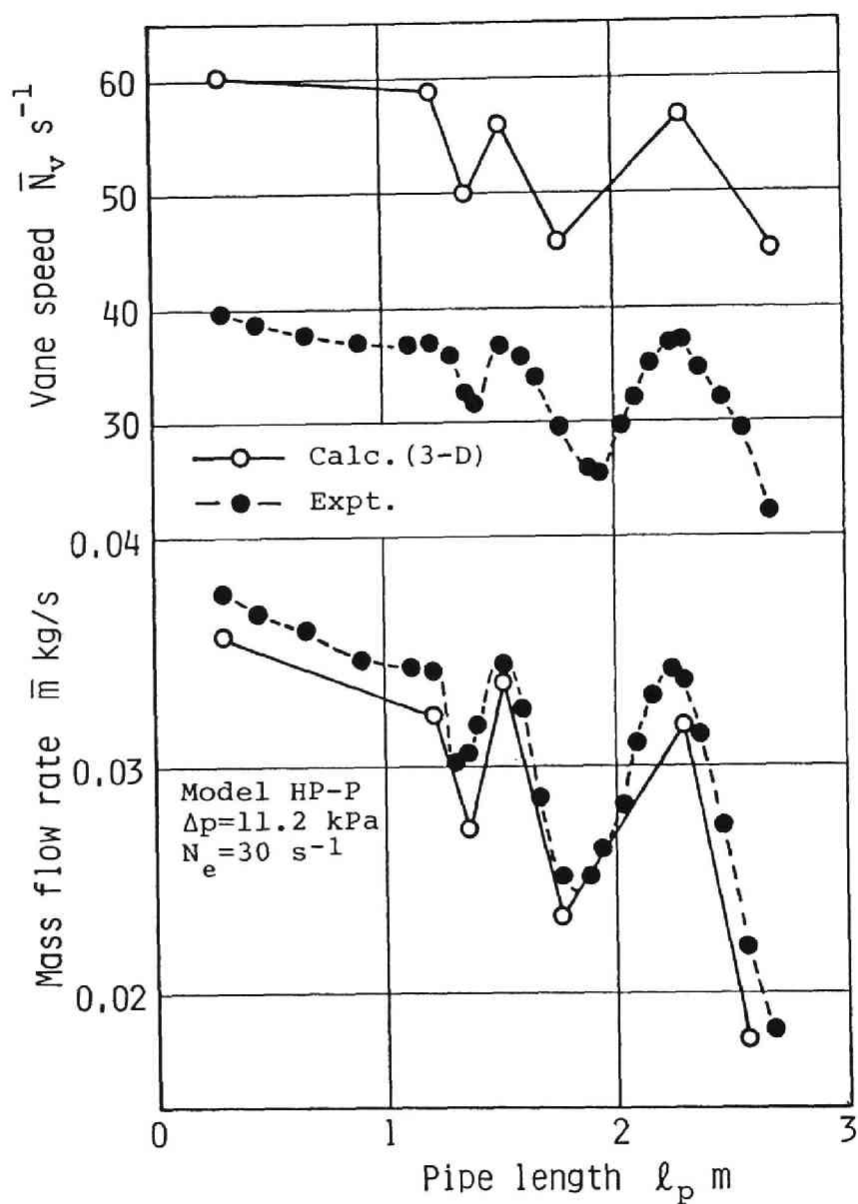


図5-8 吸気管長に対する平均羽根車回転数および平均質量流量（非定常流）

置き換え，容器V内の圧力を一定値として計算を行った．吸気管長 l_p （吸気管入口から弁端までの距離）に対する平均質量流量 \bar{m} の計算結果と実験結果を図5-7 に示す．吸気管の動的効果の影響で，平均質量流量は吸気管長に対し変化している．図5-7 において一次元計算結果は実験結果と比較的よく一致していることから，一次元計算結果を三次元計算の境界値として用いることは可能と思われる．

5.5.3 三次元計算結果と実験結果との比較

吸気弁孔流路モデルHP-Pについて，吸気管長 l_p を変えてPTの場合の計算を行った．1サイクル当りの平均羽根車回転数 \bar{N}_r および平均質量流量 \bar{m} の計算結果を実験結果とともに図5-8 に示す．図5-8 からわかるように，平均質量流量 \bar{m} の計算値は定量的にも実験値と比較的よく一致し，吸気管内の圧力変動すなわち動的効果の影響による変化が現れている．平均羽根車回転数 \bar{N}_r の実験値は， \bar{m} と同様に吸気管の動的効果の影響を受けて変化している． \bar{N}_r の計算値には，吸気弁閉期間中のスワールの減衰などは含まれていないので，実験値より大きくなっているが，吸気管長 l_p に対する \bar{N}_r の変化傾向は実験値とよく一致している．

以上の結果から，一次元計算結果を境界条件に用いて吸気弁孔流路内の非定常三次元ガス流動を解析する方法により，吸気管内ガスの変動状態がスワールの強さおよび流量（体積効率）に及ぼす影響を推定できることがわかる．

5.6 結言

弁出口境界について弁面と弁座間の領域を1層の体積要素列で近似するこれまでの方法を，2層で表す方法に改良した結果，スワール比，体積効率の両者に対して妥当な予測精度を持つシミュレーション計算が可能になり，次の結論を得た．

（1） 弁面と弁座間の領域を1層から2層の体積要素列に置き換えることで，弁出口の速度分布がより実験結果に近づいた．Porosity 法適用境界と体積要素列を2層にする近似を用いた場合，羽根車回転数および流量係数の予測精度が最も向上する．

(2) 一次元計算結果を境界条件に用いて吸気弁孔流路内の非定常三次元ガス流動を解析する方法により，吸気管内ガスの変動状態がスワールの強さおよび流量（体積効率）に及ぼす影響を推定できると思われる。

文 献

- [1] Markatos, N. C. and Mukerjee, T., Three-Dimensional Computer Analysis of Flow and Combustion in Automotive Internal Combustion Engines, Math. Comput. Simulation, 23-4(1981), pp. 354-366.
- [2] Przekwas, A., Modeling of Fluid Flow, Heat Transfer and Flame Propagation in Reciprocating Engines, Proc. Symp. on Flows in Internal Combustion Engines, ASME Winter Annual Meeting(1982), pp. 73-79.
- [3] Qin, H. Q., Steady Flow through a Poppet Valve with Conical Seat and the effect of the Valve Geometry on the Discharge Coefficient, Imperial College Mech. Eng. Dept. Rep., PDR/CFDU IC/8(1983).
- [4] Duggal, V. K., Kuo, T. W., Mukerjee, T., Przekwas, A. J. and Singhal, A. K., Three-Dimensional Modeling of In-Cylinder Processes in DI Diesel Engines, SAE Paper, No. 840227(1984).
- [5] Gosman, A. D. and Ahmed, A. M. Y., Measurement and Multi-dimensional Prediction of Flow in a Axisymmetric Port/Valve Assembly, SAE Paper, No. 870592(1987).
- [6] Pischinger, F., Entwicklungsarbeiten an einem Verbrennungssystem für Fahrzeugdieselmotoren, ATZ, 65-1(1963), pp. 11-16.
- [7] 嶋本, 岡, 田中, 多シリンダ機関の吸気慣性に関する研究, 日本機械学会論文集 (第2部), 43-371(1977), pp. 2726-2737.

第6章 ヘリカルポートの スワール特性の検討

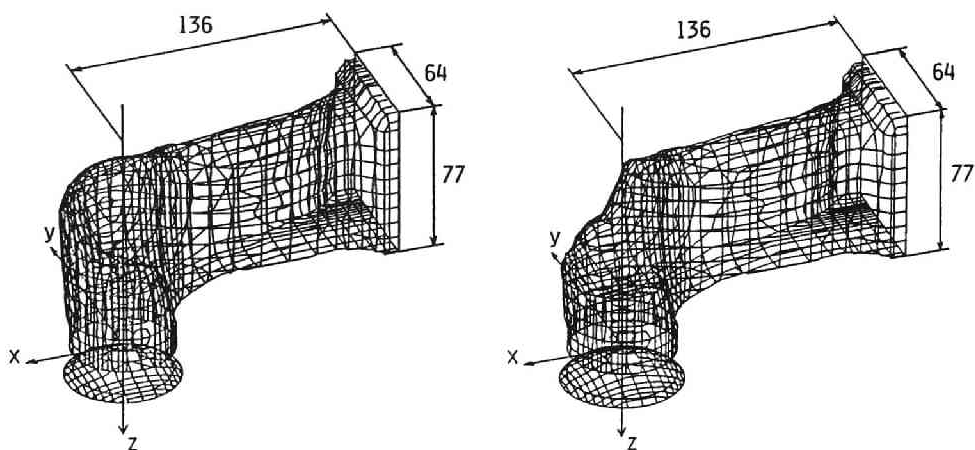
6.1 緒言

直接噴射式ディーゼル機関の性能は、シリンダ内空気流動および燃料噴霧特性に依存する。吸入スワールはシリンダ内の空気流動に影響を及ぼす重要な因子の一つであり、適切なスワールを発生させることによって直接噴射式機関における燃焼の改善が図られている[1-3]。吸入スワールを生成するためのシリンダヘッド内空気通路の形状は種々提案されているが、流路を螺旋状にしたヘリカルポートはディレクショナルポートなど他の型式の吸気弁孔流路に比べ流動損失が小さいので、この型式の弁孔流路を採用する機関が多い。したがって、これまでにヘリカルポートのスワール特性に関する研究が盛んに行われてきた[4-10]。しかし、それらの研究のほとんどは定常流によるものであり、非定常流による研究は少なく[11]、機関運転状態におけるスワール特性の詳細は未だ明らかでないように思われる。

そこで本章では、機関運転状態におけるヘリカルポートのスワール特性を明らかにすることを目的として、第4章と第5章での改良によって完成したシミュレーションプログラムを用いて定常流および機関運転状態におけるヘリカルポート内ガスの流動計算を行い、定常流と機関運転時の流動状態を比較検討するとともにスワール比に及ぼす吸気系内ガスの変動状態の影響について調査した。

6.2 計算モデル

解析の対象とした四サイクルディーゼル機関は第2章で用いた機関と同じである。主な機関諸元は、ボア 130 mm，ストローク 150 mm，圧縮比 15.6，吸気弁開時期 18° BTDC，同閉時期 52° ABDC，吸気弁孔径 52 mm である。吸気弁孔流路モデルを図6-1(a),(b)に示す。図6-1(a)のモデルHP-Pは第5章で用いた実機関のヘリカルポートであり、図6-1(b)のモデルHP-H4-PはモデルHP-Pの螺旋部高さを低くしたモデルである。



(a) モデルHP-P

(b) モデルHP-H4-P

図6-1 吸気弁孔流路モデル

6.3 スワール特性の検討

図6-2 において，吸気弁出口面の半径方向速度成分を v_R ，接線方向速度成分を v_T とすれば，第2章で定義した弁出口面を通過する角運動量束 Ω_C は，次式で表される三つの角運動量束成分 Ω_{T1} ， Ω_{T2} ， Ω_R に分解できる [9]．

$$\Omega_{T1} = \rho r_v^2 \int_0^{2\pi} \int_0^{L_v} v_R v_T dl d\psi \quad \dots\dots\dots(6-1)$$

$$\Omega_{T2} = -\rho r_v E_r \int_0^{2\pi} \int_0^{L_v} v_R v_T \cos \psi dl d\psi \quad \dots\dots\dots(6-2)$$

$$\Omega_R = -\rho r_v E_r \int_0^{2\pi} \int_0^{L_v} v_R^2 \sin \psi dl d\psi \quad \dots\dots\dots(6-3)$$

ここで， Ω_{T1} ：弁軸回りの角運動量束， Ω_{T2} ：シリンダ中心に対する弁中心の偏心量にのみ起因する接線方向速度成分 v_T によるシリンダ軸回りの角運動量束，

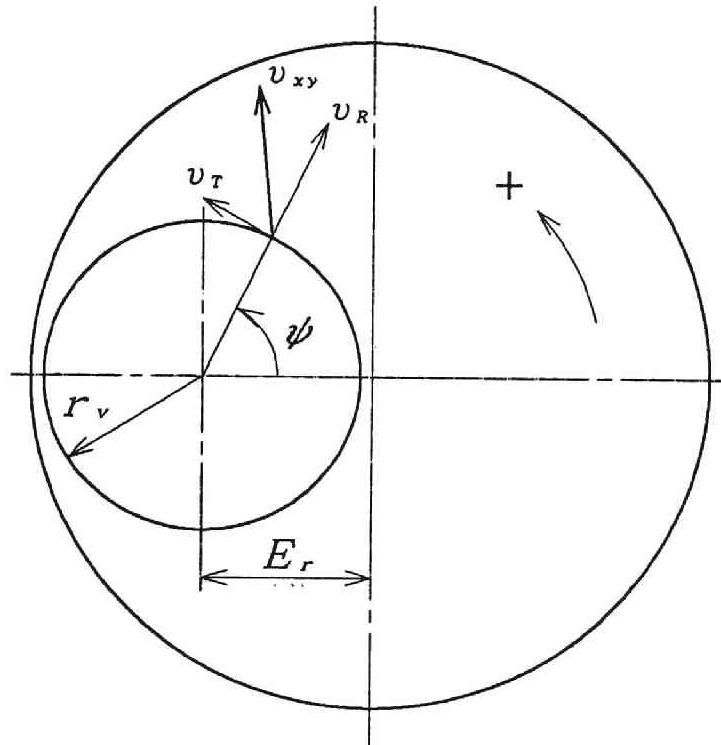


図6-2 角運動量束成分の計算

Ω_R : 弁中心の偏心量に起因する半径方向速度成分 v_R によるシリンダ軸回りの角運動量束, ρ : 密度, r_v : 吸気弁出口面の半径, E_r : シリンダ中心に対する弁中心の偏心量, ψ : 弁軸回りの方位角, l : 弁出口面における弁座からの弁軸方向距離, L_v : 弁揚程. なお, 角運動量束成分 Ω_{T1} はガスが弁出口面を通過する以前に弁孔流路部で生ずるスワール成分であることから, Pre-valve 成分と呼ばれ, 角運動量束成分 Ω_{T2} , Ω_R は吸気弁を通過した後にシリンダ部において生ずるスワール成分であることから, Post-valve 成分と呼ばれる [9].

6.3.1 定常流による検討

モデル HP-P, HP-H4-P について, 最大弁揚程 $L_v/d_v = 0.275$

(d_v は吸気弁孔径)，周囲大気とシリンダ間の圧力差 $\Delta p = 2.06 \text{ kPa}$ における定常流の計算を行った．弁出口面を図6-3 に示すように上層 (U)，中層 (M)，下層 (L) に3等分した3層について，各層を通過する角運動量束を三つの角運動量束成分 Ω_{T1} ， Ω_{T2} ， Ω_R に分解した値および各層を通過する質量流量 m を図6-4 に示す．図6-4 には，3層U，M，Lの値の和を記号Tで表し併記してある．モデルHP-H4-Pにおいては Post-valve 成分である角運動量束成分 Ω_{T2} ， Ω_R が増加するため，三つの角運動量束成分の和はモデルHP-Pの値より大きい．しかし，モデルHP-H4-Pの螺旋部高さはモデルHP-Pより低いので，質量流量はモデルHP-Pの値より小さくなる．3層U，M，Lにおける角運動量束成分 Ω_{T1} ， Ω_{T2} ， Ω_R の角運動量束 $\Omega_c = \Omega_{T1} + \Omega_{T2} + \Omega_R$ への寄与率すなわち配分比はそれぞれ類似している．角運動量束成分の配分比は弁出口面における速度分布形状の特性を表すと考えられるので，各層間で速度分布形状の差は大きくないと推定される．下層Lを通過する角運動量束は上層Uの角運動量束より大きく，質量流量も同じ傾向を示していることから，下層における角運動量束は上層に比べスワール生成への寄与の大きいことがわかる．

最大弁揚程 $L_v/d_v = 0.275$ において圧力差 Δp を変えることによって質量流量を変化させて定常流計算を行った．質量流量 m に対する単位質量流量当りのシリンダ軸回りの角運動量束 Ω_c/m の変化を，モデルHP-P，HP-H4-Pについて図6-5 にそれぞれ示す．単位質量流量当りの角運動量束 Ω_c/m は質量流量 m に概ね比例しており，この結果は，インパルス・スワール計による実験結果 [8]と一致している．図6-5 におけるプロット点のこう配は吸気弁孔流路のスワール生成能力を表すと考えられ，螺旋部高さの低いモデルHP-H4-Pの方がモデルHP-Pに比べスワール生成能力の高いことがわかる． Ω_c/m の値は，弁孔流路内のフローパターンおよび質量流量 m の影響を受けて変化するが，この値が m に比例する範囲においては， m に対するフローパターンの変化は小さいと考えられる．この範囲において，角運動量束は近似的に質量流量の2乗に比例すると仮定できるので，スワール生成能力の検討に， Ω_c/m^2 の比例係数 (スワール生成係数 A と呼ぶ) を用いてみる．この値が大きいと同じ流量でも大きな角運動量を与えることができる．図6-5 では， m の小さい範囲で比

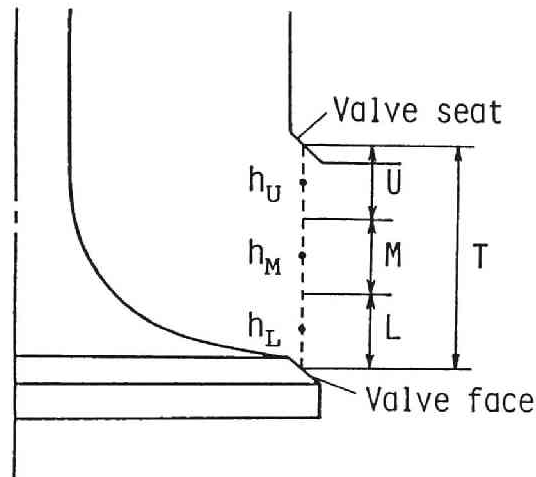


図6-3 弁出口面概略図

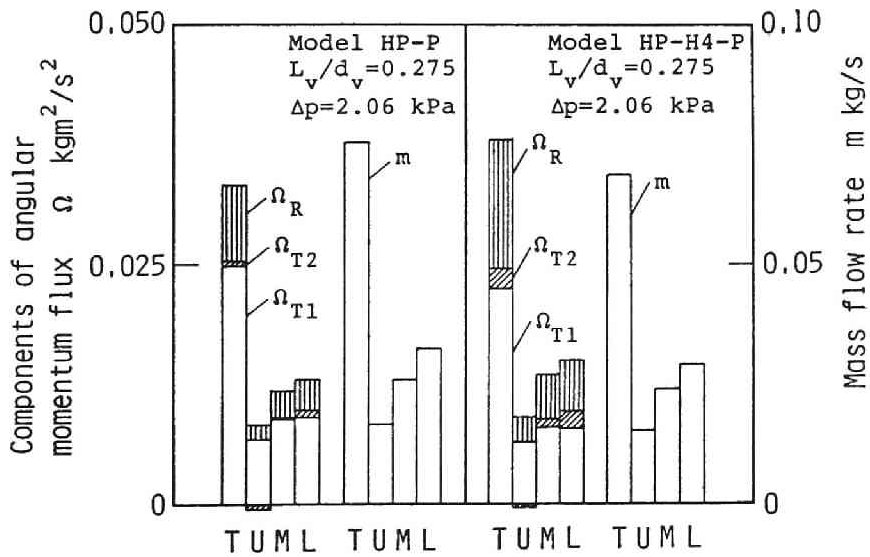


図6-4 最大弁揚程における定常流の角運動量束成分および質量流量
(U：上層，M：中層，L：下層，T=U+M+L)

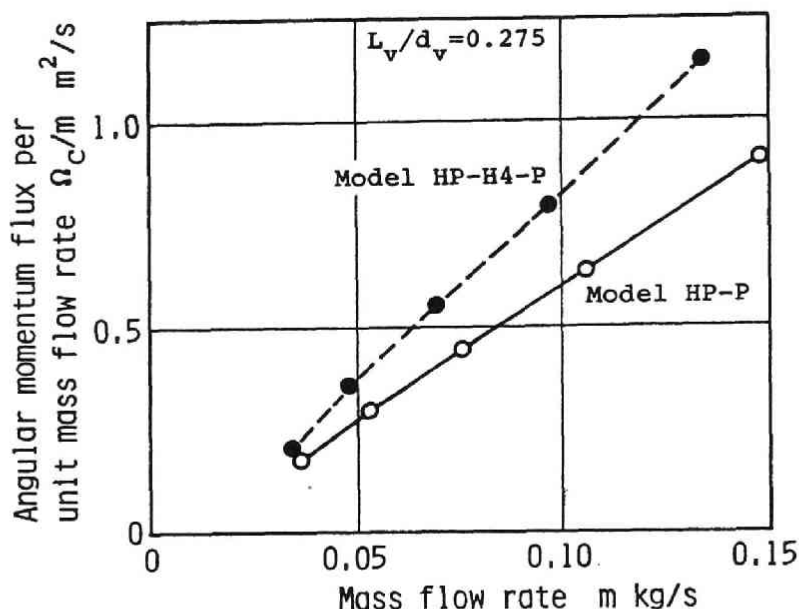


図6-5 定常流における単位質量流量当たりの角運動量束の質量流量に対する変化（最大弁揚程）

例関係が成り立っていないが、この範囲のスワール特性が機関運転時のスワール比に及ぼす影響は小さいと考えられるから、本章では、このスワール生成係数 A を定常流と非定常流におけるスワール特性の比較に用いることにする。

モデル HP-P, HP-H4-P について、質量流量 m をほぼ一定値（それぞれ 0.075, 0.068 kg/s）に保ちつつ、弁揚程 L_v を変えて定常流の計算を行った。吸気弁孔径 d_v で正規化した弁揚程に対するスワール生成係数を図6-6 に示す。係数 A_c は、シリンダ軸回りの角運動量束 Ω_c に対応し、係数 A_{T1} , A_{T2} , A_R は、三つの角運動量束成分 Ω_{T1} , Ω_{T2} , Ω_R にそれぞれ対応する。両モデルともに、弁揚程の比較的小さい範囲を除いて、Pre-valve 成分に関する係数 A_{T1} の弁揚程に対する変化は小さいことから、弁孔流路部で生ずる旋回流に基づくスワール成分は弁揚程の影響を受けにくいと推察される。これに対し、吸気弁を通過する以前に発生した速度分布の不均一さが弁隙間部において整流されるので、

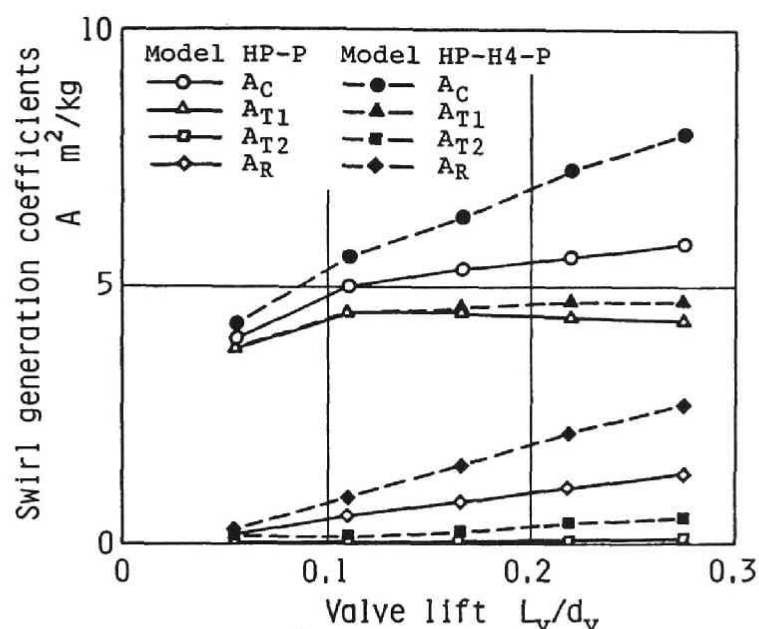


図6-6 定常流におけるスワール生成係数の弁揚程に対する変化

Post-valve 成分に関する係数 A_{T2} , A_R は、弁揚程の減少に伴い小さくなっている。これらのことから、シリンダ軸回りの角運動量束 Ω_C が弁揚程に対して変化するのは、主に弁隙間部の整流効果によって Post-valve 成分が変化するためと考えられる。

6.3.2 機関運転状態における検討

機関回転数 $N_e = 30 \text{ s}^{-1}$ (1800 rpm) の駆動運転状態において、吸気弁孔流路が直接大気に開放されているモデル機関（吸気弁端から測った吸気管長 $l_p = 0.2 \text{ m}$ ）についての計算を行った。モデル HP-P について、クランク角 Θ に対する弁揚程 L_v 、質量流量 m_{deg} （単位クランク角あたりに弁出口面を通過する質量）、シリンダ軸回りの角運動量束 Ω_C 、角運動量束成分 Ω_{T1} , Ω_{T2} , Ω_R の角運動量束 Ω_C への寄与率すなわち配分比 Ω_{T1}/Ω_C , $(\Omega_{T1} + \Omega_{T2})/\Omega_C$ を図6-7に示す。また、図6-3に示した各層の中央の3断面 h_U , h_M , h_L における速度

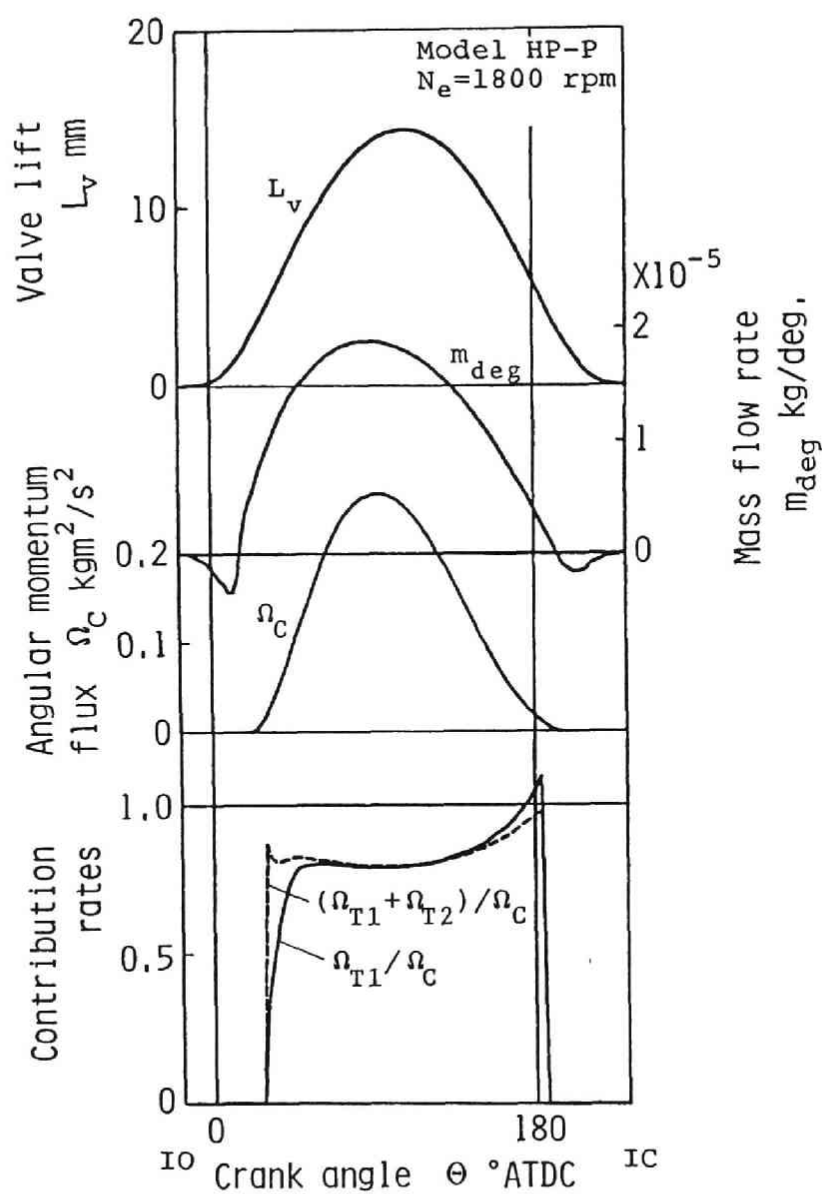


図6-7 機関運転状態における弁揚程，質量流量，角運動量束，角運動量束成分の配分比のクランク角に対する変化

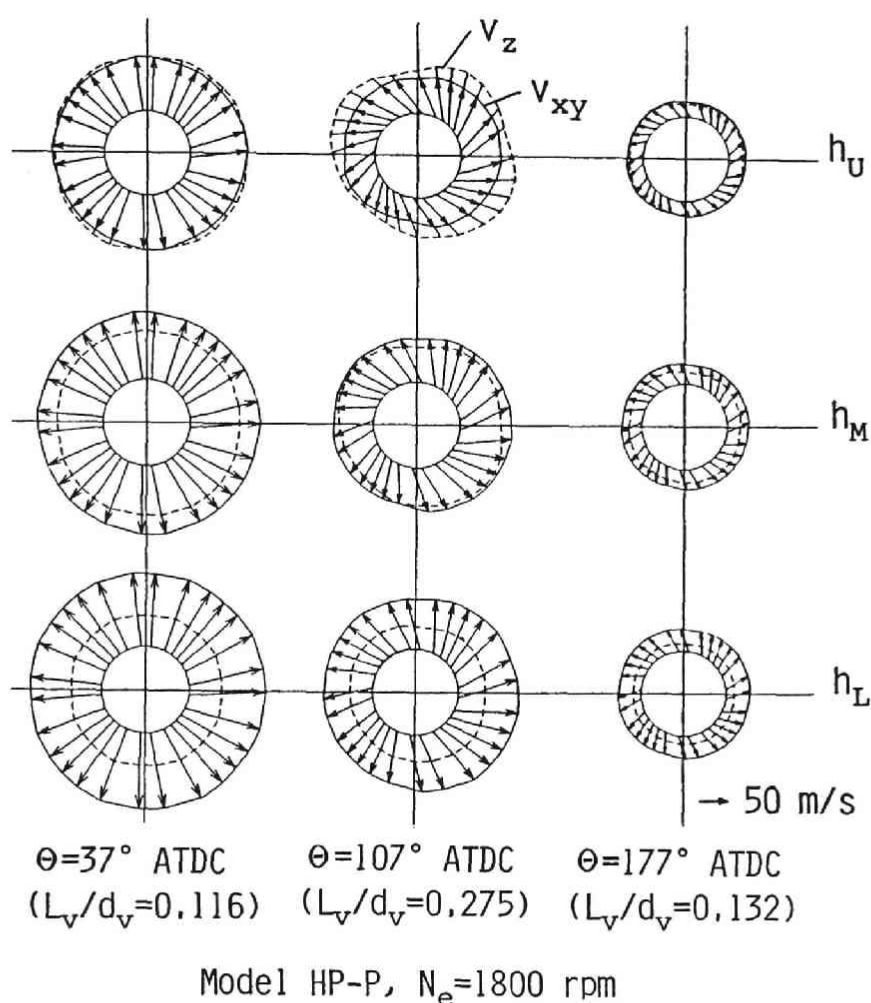


図6-8 機関運転状態における弁出口速度分布

(v_{xy} : 半径方向成分と接線方向成分の合成速度, v_z : 弁軸方向速度成分)

分布をクランク角 $\Theta=37^\circ$, 107° , 177° ATDC について図6-8 に示す。吸気弁孔流路部において発生した旋回流が弁出口面のスワール成分として現れるまでのスワール生成遅れのため、Pre-valve 成分の角運動量束 Ω_c への寄与率を表す配分比 Ω_{T1}/Ω_c (図6-7) は、吸入過程の初期で小さく、終期で大きくなっている。このような特性は図6-8 からより明瞭にわかる。すなわち、吸入過程初期

($\Theta = 37^\circ$ ATDC) では、弁揚程が小さいため速度は大きく、各層の速度ベクトルの接線方向速度成分は半径方向成分に比べかなり小さくなっている。しかし、中期 ($\Theta = 107^\circ$ ATDC) においては速度は小さくなり、半径方向速度成分が不均一になるとともに接線方向成分が表れている。終期の $\Theta = 177^\circ$ では、速度はさらに小さくなるが、接線方向速度成分が見られる。

機関運転状態におけるスワール生成係数 A_c の無次元弁揚程 L_v/d_v に対する変化をモデル HP-P, モデル HP-H4-P について図6-9, 図6-10 にそれぞれ示す。図6-9, 図6-10 には、質量流量が機関運転時の値にほぼ等しくなるように周囲大気とシリンダ間の圧力差を設定し、定常流の計算を行って求めたスワー

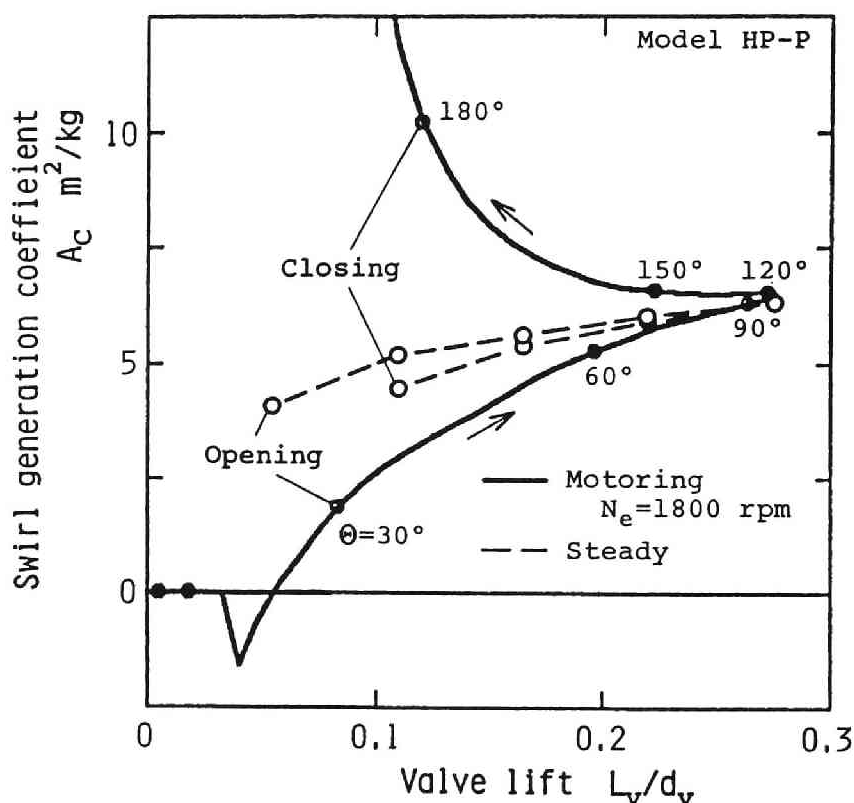


図6-9 機関運転状態におけるスワール生成係数の弁揚程に対する変化
(モデル HP-P)

ル生成係数 A_c を併記してある。定常流の場合，両モデルとも吸入過程前半すなわち吸気弁揚程の増加する期間の A_c と，吸入過程後半すなわち弁揚程の減少する期間の A_c との差は小さいが，機関運転状態では，吸気弁孔流路部におけるスワール生成遅れの影響により，吸入過程の初期と終期における A_c の差はかなり大きくなっている。以上のことから，機関運転状態における弁出口の速度分布は，吸入過程の初期，終期においてかなり変化し，中期における速度分布と異なることが推察される。

機関運転状態の最大弁揚程時（クランク角 $\Theta = 107^\circ$ ATDC）における吸気弁出口面の上層，中層および下層を通過する角運動量束を三つの角運動量束成分 Ω_{T1} ，

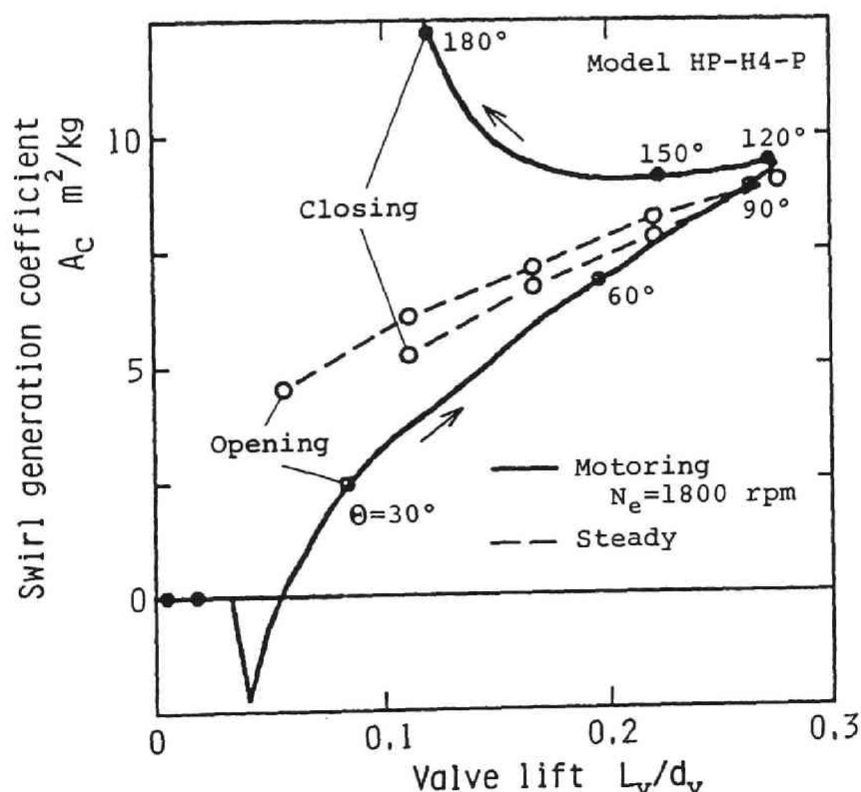


図6-10 機関運転状態におけるスワール生成係数の弁揚程に対する変化
(モデルHP-H4-P)

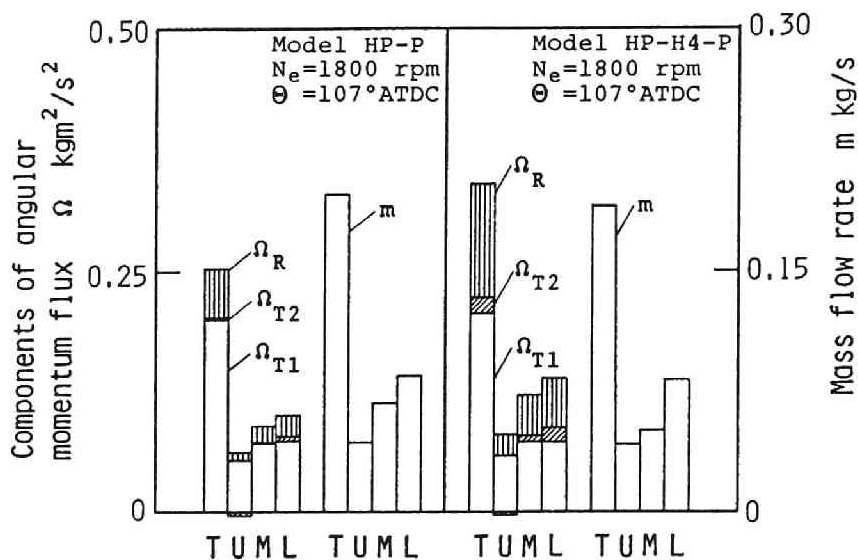


図6-11 機関運転状態の最大弁揚程時期における角運動量束成分および質量流量
(U：上層，M：中層，L：下層，T=U+M+L)

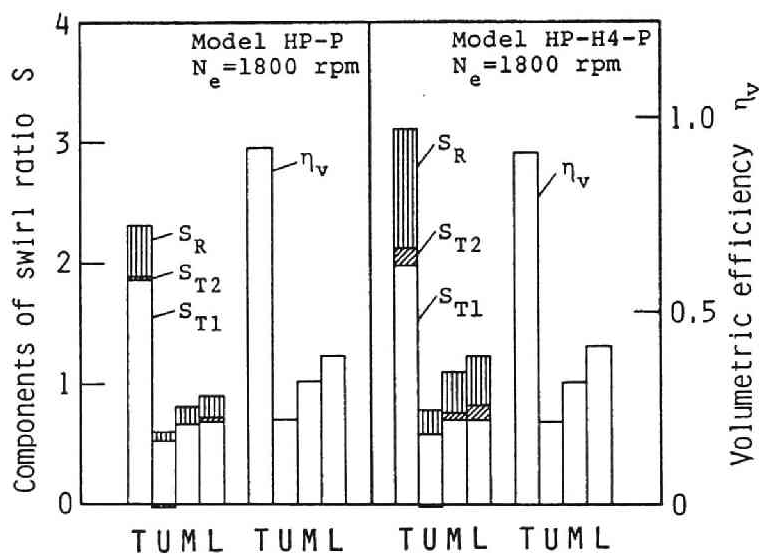


図6-12 機関運転状態の弁閉時におけるスワール比成分および体積効率
(U：上層，M：中層，L：下層，T=U+M+L)

Ω_{T2} , Ω_R に分解した値および各層を通過する質量流量 m を、記号Tで表した3層U, M, Lの値の和とともに図6-11に示す。単位質量当たりの角運動量束が質量流量に比例する範囲において、吸気弁孔流路内のフローパターンに及ぼす質量流量の影響は小さいと考えられるので、つぎに図6-11と図6-4の比較を試みた。図6-11の機関運転状態における角運動量束成分の配分比は図6-4の定常流における配分比に類似していることから、機関運転状態の最大弁揚程時における弁出口速度分布と定常流の速度分布との差は小さいことがわかる。

角運動量束成分 $\Omega = \Omega_{T1}$, Ω_{T2} , Ω_R からスワール比成分 $S = S_{T1}$, S_{T2} , S_R を次式、

$$S = \int_{\Theta_{IO}}^{\Theta} \frac{\pi}{180\omega_e} \Omega d\Theta / \frac{\omega_e}{2} R_c^2 M(\Theta) \quad \dots\dots\dots(6-4)$$

で求めるとき、弁出口面上層、中層、下層を通過する角運動量束成分に基づく吸気弁閉時のスワール比成分 S_{T1} , S_{T2} , S_R および各層を通過する質量流量に基づく弁閉時の体積効率 η_v を、各層の値の和とともに図6-12に示す。式(6-4)において、 Θ_{IO} : 吸気弁開時期、 ω_e : 機関回転角速度、 R_c : シリンダ半径、 $M(\Theta)$: Θ におけるシリンダ内ガス質量。図6-7、図6-8において、吸入過程初期と終期における速度分布は中期の速度分布と異なるにもかかわらず、図6-12におけるスワール比成分 S_{T1} , S_{T2} , S_R の配分比は、図6-11の最大弁揚程時における角運動量束成分の配分比 Ω_{T1} , Ω_{T2} , Ω_R と類似している。このことから、吸気弁閉時におけるスワール比成分の配分比に及ぼす吸入過程初期および終期の流動状態の影響は小さく、流量の大きい吸入過程中期の流動状態の影響は大きいと推察される。

6.3.3 質量流量の変化パターンの影響

クランク角に対する吸気弁出口面を通過する質量流量の変化パターンを変化させるために、吸気弁孔流路入口端に取り付けた吸気管の長さを変えて、機関回転数 $N_e = 30 \text{ s}^{-1}$ (1800 rpm) の駆動運転状態の計算を行った。スワール比に及ぼ

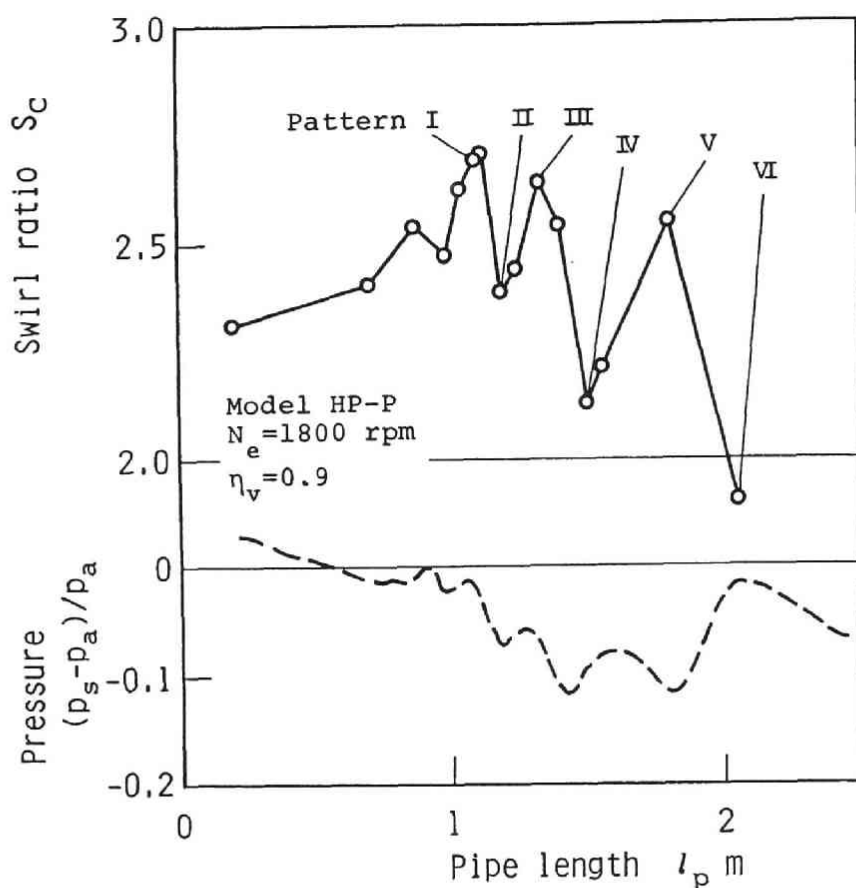


図6-13 機関運転状態におけるスワール比の吸気管長に対する変化

す体積効率の影響を取り除くために、吸気管長を変えた場合でも体積効率 η_v が一定値（0.9）に保たれるように、吸気管入口の圧力 p_s （吸入過程中一定値に保つ）を設定した。モデルHP-Pについて、吸気管長 l_p （吸気弁端から計った長さ）に対するスワール比 S_c の変化、周囲大気圧 p_a で無次元化した吸気管入口圧力 $(p_s - p_a) / p_a$ を図6-13に、クランク角 Θ に対する質量流量 m_{deg} （単位クランク角当たりの質量）の変化パターンを図6-14に示す。スワール比は吸気管入口圧力 p_s によって変化するが、図6-13に示す p_s の変化に対するスワ

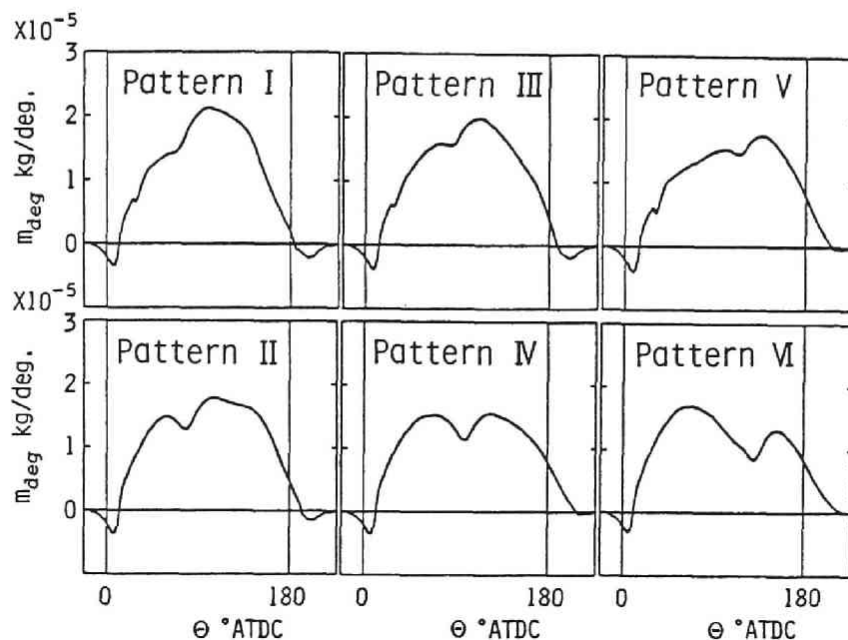


図6-14 質量流量の変化パターン

ール比の変化は 1.5% 以下と推定されること，図6-13において吸気管長 l_p に対するスワール比 S_c の変化が顕著であることから，体積効率が一定であっても吸気管長の差，すなわち質量流量の変化パターンの差異によってスワール比は変化することがわかる．スワール比の大きいグループ I，Ⅲ，V の変化パターンは，スワール比の小さいグループ II，Ⅳ，VI の変化パターンと明らかに異なっており，吸入過程中期における前者のグループの質量流量 m_{deg} は後者の m_{deg} より大きい．

両グループにおける代表的なパターン I と VI について，質量流量 m_{deg} およびスワール生成係数 A_c の無次元弁揚程 L_v/d_v に対する変化を図6-15に示す．パターン I の質量流量 m_{deg} は，弁揚程の大きい吸入過程中期においてパターン VI の m_{deg} より大きい，両パターンのスワール生成係数 A_c は，吸入過程中期においてその差は小さい．したがって，図6-13において質量流量の変化パターンの

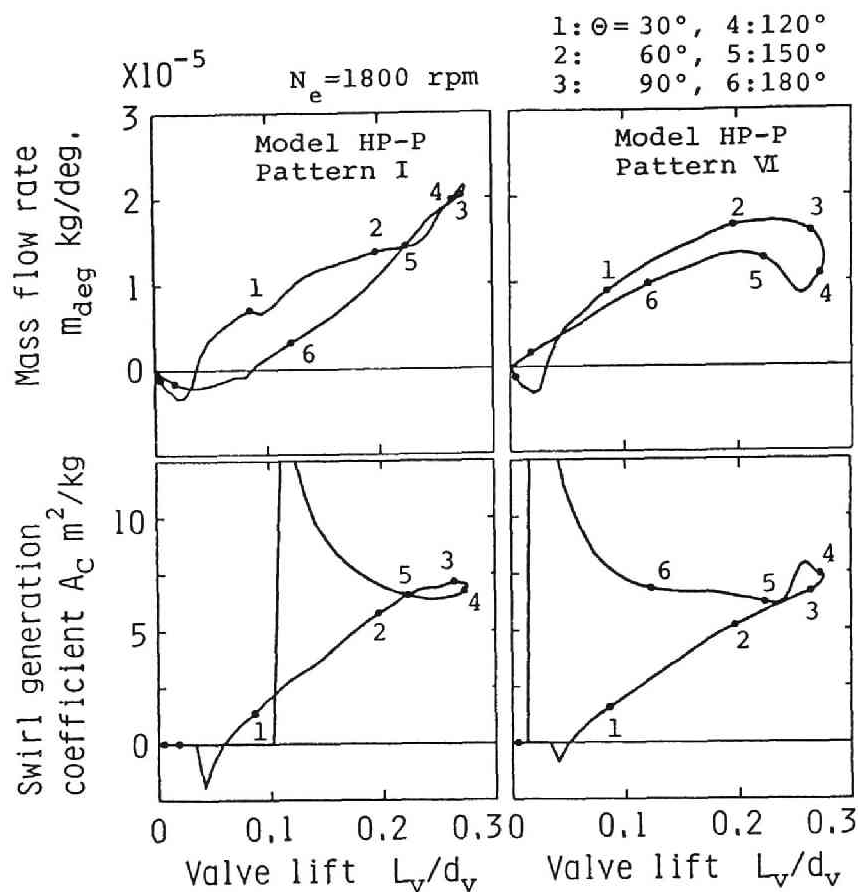


図6-15 機関運転状態における質量流量およびスワール生成係数の弁揚程に対する変化

差異によってスワール比が変化するのは、スワール生成係数 A_c がパターンによって異なるのではなく、吸入過程中期において質量流量そのものが異なるためと考えられる。

モデルHP-PのパターンIとVIについて、吸気弁出口面上層U、中層Mおよび下層Lを通過する角運動量束成分 Ω_{T1} , Ω_{T2} , Ω_R から算出したスワール比成分 S_{T1} , S_{T2} , S_R を、各層の値の和とともに図6-16に示す。また、図6-16には、パターンIとVIに類似のパターンI'とVI'に対するモデルHP-H4-P

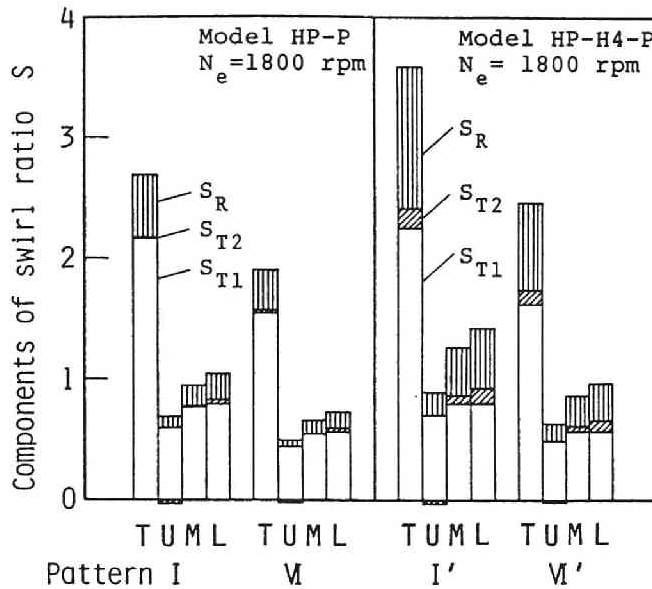


図6-16 機関運転状態の弁閉時におけるスワール比成分
(U：上層，M：中層，L：下層， $T = U + M + L$)

の結果を併記してある．モデルHP-Pの場合，パターンIの吸入過程中期における質量流量がパターンVIの流量より大きいので，パターンIのスワール比成分 S_{T1} ， S_{T2} ， S_R は，パターンVIのスワール比成分より大きい．吸気弁孔流路の螺旋部形状が異なるモデルHP-H4-Pにおいても，質量流量の変化パターンの差異によるスワール比の変化に関して同様の傾向が見られる．したがって，ヘリカル型の吸気弁孔流路で生成されるスワールは，一般に質量流量の変化パターンの影響を受けると考えられ，定常流のスワール特性から機関運転状態におけるスワール特性を検討する場合，スワールに及ぼす質量流量の変化パターンの影響を考慮に入れる必要があると思われる．

以上で述べたように，機関運転状態における吸気弁孔流路内の流動状態は定常流における流動状態とは異なり，また，スワール比は質量流量の変化パターンすなわち吸気系内ガス流れの変動状態の影響を受けるので，機関運転時のスワール比の推定には，本論文で用いたような数値シミュレーションによる手法が有用と思われる．

6.4 結言

機関運転状態におけるヘリカルポートのスワール特性を明らかにするために、定常流および機関運転時の流動状態を比較検討するとともにスワール比に及ぼす吸気系内ガスの変動状態の影響について調査した結果、以下のことが明らかになった。

(1) 機関運転時における瞬時の吸気弁出口速度分布を、弁揚程および質量流量が同一の条件の定常流における速度分布と比較するとき、吸入過程の中期において両者の差は小さいが、吸入過程初期と終期では両者の差はかなり大きい。

(2) 吸気弁閉時におけるスワール比成分の配分比に及ぼす吸入過程初期および終期の流動状態の影響は小さく、流量の大きい吸入過程中期の流動状態の影響は大きい。質量流量の変化パターンの差異によってスワール比が変化するのは、吸入過程中期における質量流量そのものの差異によると考えられる。

(3) ヘリカルポートで生成されるスワールは、一般に質量流量の変化パターンの影響を受けると考えられるので、定常流のスワール特性から機関運転状態におけるスワール特性を検討する場合、スワール比に及ぼす質量流量の変化パターンの影響を考慮に入れる必要がある。

文 献

- [1] Monaghan, M. L. and Pettifer, H. F., Air Motion and Its Effect on Diesel Performance and Emissions, SAE Trans., 90(1981), pp. 1119-1135, (Paper No. 810255).
- [2] Partington, G. D., Development and Application of a Fully Machined Helical Inlet Port for High Speed DI Engines, Proc. IMechE, C121/82 (1982), pp. 277-283.
- [3] Tindal, M. J., Williams, T. J. and Aldoory, M., The Effect of Inlet Port Design on Cylinder Gas Motion in Direct Injection Diesel Engines, Proc. Symp. on Flows in Internal Combustion Engines, ASME Winter Annual Meeting(1982), pp. 101-111.
- [4] Pischinger, F., Entwicklungsarbeiten an einem Verbrennungssystem für Fahrzeugdieselmotoren, ATZ, 65-1(1963), pp. 11-16.
- [5] Fitzgeorge, D. and Allison, J. L., Air Swirl in a Road-Vehicle Diesel Engine, Proc. Instn. Mech. Engrs.(A.D.), 177-4(1962-63), pp. 151-177.
- [6] Thon, L., Die Erzeugung einer rotierenden Luftbewegung im Zylinder von Viertakt-Motoren, Kraftfahrzeugtechnik, 3(1970), pp. 67-70.
- [7] Tippelmann, G., A New Method of Investigation of Swirl Ports, SAE Trans., 86(1977), pp. 1745-1757, (Paper No. 770404).
- [8] Tanabe, S., Iwata, H. and Kashiwada, Y., On Characteristics of Impulse Swirl Meter, Proc. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 85), (1985), pp. 267-272.
- [9] Arcoumanis, C. and Tanabe, S., Swirl Generation by Helical Ports, SAE Paper, No. 890790(1989).
- [10] Arcoumanis, C., Vafidis, C. and Whitelaw, J. H., Valve and In-Cylinder Flow Generated by a Helical Port in a Production

- Diesel Engine, Trans. ASME, J. Fluids Eng., 109(1987), pp. 368-375.
- [11] Margary, R., Nino, E. and Vafidis, C., The Effect of Intake Duct Length on the In-Cylinder Air Motion in a Motored Diesel Engine, SAE Paper, No. 900057(1990).

第7章 多シリンダ機関における 各シリンダのスワール比、 体積効率の予測

7.1 緒言

体積効率が吸気系内ガス流れの動的変動の影響で変化する現象はよく知られている。一方、スワール比もガス流れの変動状態の影響を受けて変化的ことが第6章で明らかになった。したがって、吸气流路内ガス流れの変動状態が機関回転数によって変化する場合、体積効率だけでなくスワール比も回転数に対して変化すると考えられる。多シリンダ機関においては、機関回転数に対して吸入特性すなわちスワール比、体積効率が変化するとともに、吸气流路内ガス流れの変動状態がシリンダ毎に異なれば、シリンダ間の吸入特性のばらつきが生ずるであろう。直接噴射式ディーゼル機関においては、シリンダ間の吸入特性がばらつく機関性能に悪影響を及ぼす恐れがあることから [1]、多シリンダ機関の運転時における吸入特性の機関回転数に対する変化およびシリンダ間のばらつきを推定することは重要な研究課題の一つと考えられる。しかしながら、実機運転時のシリンダ毎の吸入状態を測定することが難しいため、多シリンダ機関のシリンダ毎の吸入特性については検討が十分なされていないように思われる。

そこで本章では、第4章と第5章で完成したシミュレーションプログラムを六シリンダ機関に応用し、機関運転状態における各シリンダのスワール比および体積効率を予測した。さらに、それらの機関回転数に対する変化およびシリンダ間のばらつきを調べるとともにスワール比に影響する因子について検討した。

7.2 解析方法

解析の対象とする流路は、シリンダヘッド内の流路である。シリンダを含む吸・排気系内のガス交換過程を一次元特性曲線法 [2]によって解析し、吸気弁孔流路入口における全圧とシリンダ圧力のクランク角に対する変化値を求める。得られた値を境界条件に用いて、弁孔流路内の三次元非定常ガス流動を解析する。弁

孔流路入口における速度は、簡単のため入口境界面に垂直かつ一様に流入すると仮定した。

吸気弁孔流路内三次元流動解析の基本的な方法は、第2章と同じであり、デカルト座標系 (x, y, z) を用いる。理想気体の状態方程式に従う圧縮性粘性流体に対する質量、運動量、エネルギーの各保存式から有限体積法に基づく離散化方程式を求め、それらを陰的に解く。壁面に接する体積要素には Porosity 法を適用した。この方法では、壁面形状にほぼ沿った形状の壁境界を作ることができるので、運動量、質量流量をより正確に扱うことができる。

7.3 計算モデル

計算の対象とした六シリンダ四サイクルディーゼル機関の主な諸元は、シリンダ径 108 mm, 行程 113 mm, 圧縮比 18.9, 吸気弁開時期 20° BTDC, 同閉時期 48° ABDC, 吸気弁孔径 46 mm, 弁座角 30° である。機関1は吸気管の慣性効果を利用した実用機関であり、一次元特性曲線法の精度を確認するために用いた。この機関の吸気弁孔流路形状・寸法が不明確なため、図7-1 に示すようなヘリカルポートに置き換えた機関2をモデルにして計算を行った。なお、機関2では、吸気系の寸法を若干変更している。ガス交換過程の一次元計算で用いた吸・排気系モデルを図7-2 に、吸気系の寸法を機関1, 機関2について表7-1 に示す。

7.4 予備的検討

機関1について、機関回転数を変えて発火運転状態の一次元計算を行った。各シリンダの体積効率の平均値 η_{va} の計算値と実験値 [3] との比較を図7-3 に示す。広い回転数範囲にわたって計算値は実験値と比較的よく一致している。このことから、一次元計算結果を三次元計算の境界値として用いることは可能と思われる。

機関2について発火運転状態の一次元計算を行い、その結果を境界条件に用いて三次元計算を行った。第1シリンダの体積効率 η_v の三次元計算値と一次元計算時に得られた値との比較を図7-4 に示す。一次元計算においては、吸気弁孔流路部の曲がり損失、弁流量係数の推定値を用いている。三次元計算では、流路部の損失、弁流量係数を計算することになるので推定値の設定はない。一次元計算

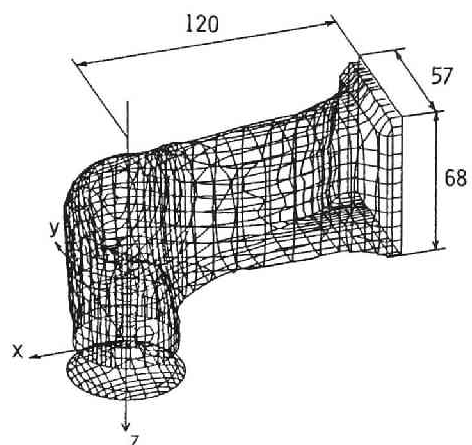


図7-1 ヘリカルポートモデル

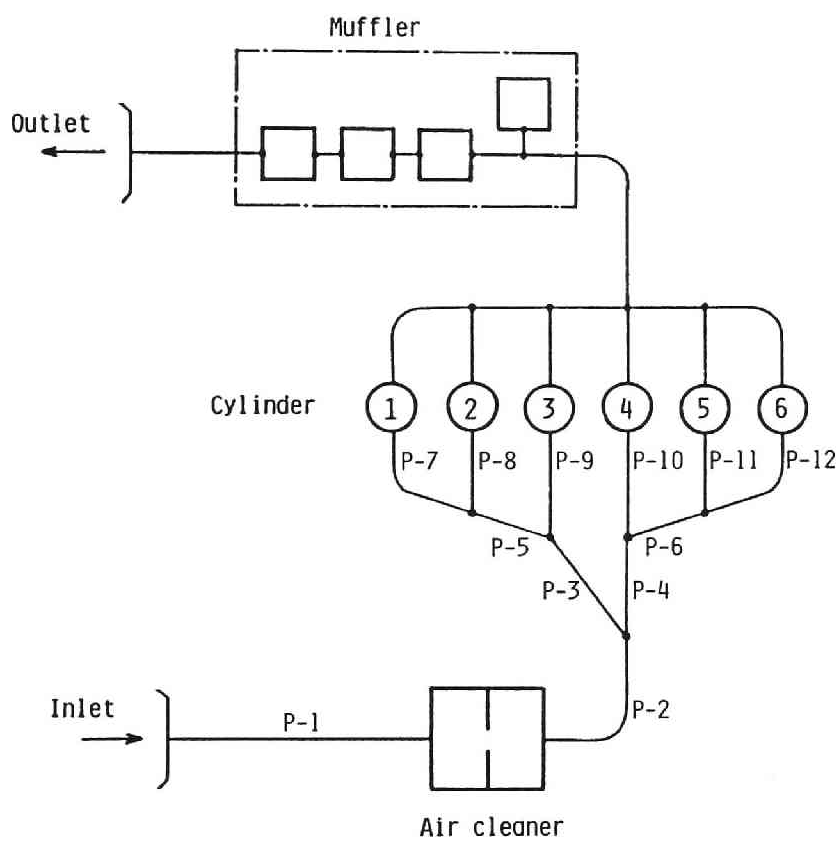


図7-2 吸・排気系モデル

表7-1 吸気系モデルの管要素寸法

	Engine 1			Engine 2		
	Inlet dia. (mm)	Outlet dia. (mm)	Length (mm)	Inlet dia. (mm)	Outlet dia. (mm)	Length (mm)
P-1	123	123	2100	123	123	2100
P-2	88.8	94	582	88.8	94	582
P-3	55.2	53.3	282	70.1	70.1	600
P-4	62.6	53.3	240	70.1	70.1	450
P-5	54.7	58	72	70.1	70.1	72
P-6	54.7	58	72	70.1	70.1	72
P-7	53	43.6	311	70.1	43.7	311
P-8	53	43.6	224	70.1	43.7	224
P-9	53	43.6	225	70.1	43.7	225
P-10	53	43.6	225	70.1	43.7	225
P-11	53	43.6	224	70.1	43.7	224
P-12	53	43.6	311	70.1	43.7	311

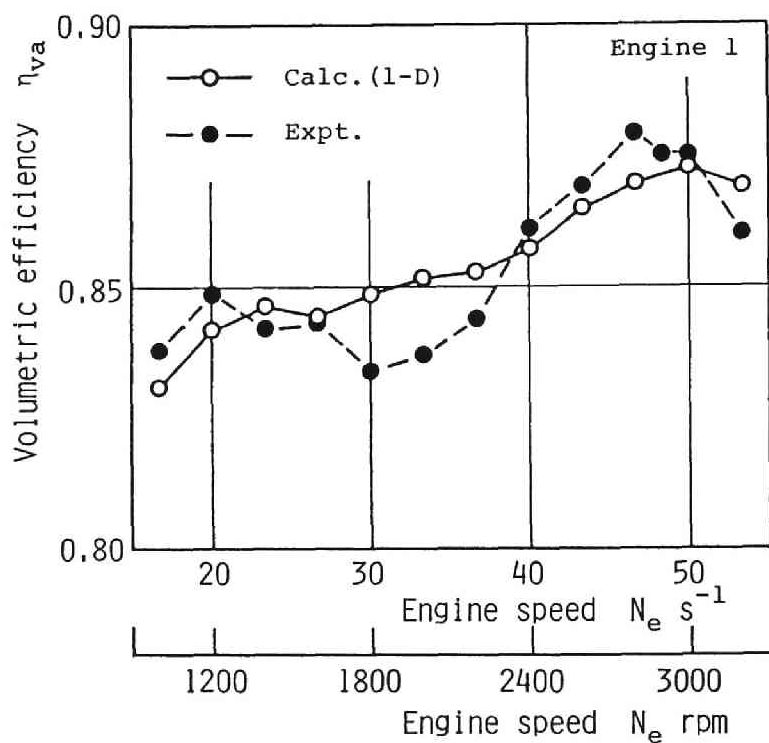


図7-3 体積効率の一次元計算値と実験値の比較

における推定値が妥当でないと、三次元計算結果は一次元計算結果と一致しない。この場合は、境界条件値が、計算対象の吸気弁孔流路に対して妥当でないことを意味している。したがって、三次元計算で得られた体積効率と一次元計算時に得られた体積効率との差が大きい場合は、一次元計算で用いる曲がり損失、弁流量係数を修正して再度計算する必要がある。図7-4 における両者の差は 3%以下で大きくないことから、以降の計算では再計算を行わなかった。

7.5 六シリンダ機関の吸入特性

7.5.1 各シリンダのスワール比、体積効率の推定

機関2の発火運転状態の計算を行った。各シリンダの体積効率 η_v 。および弁出口面における流動状態から求めたスワール比 S_c 。をそれぞれ図7-5、図7-6に示す。

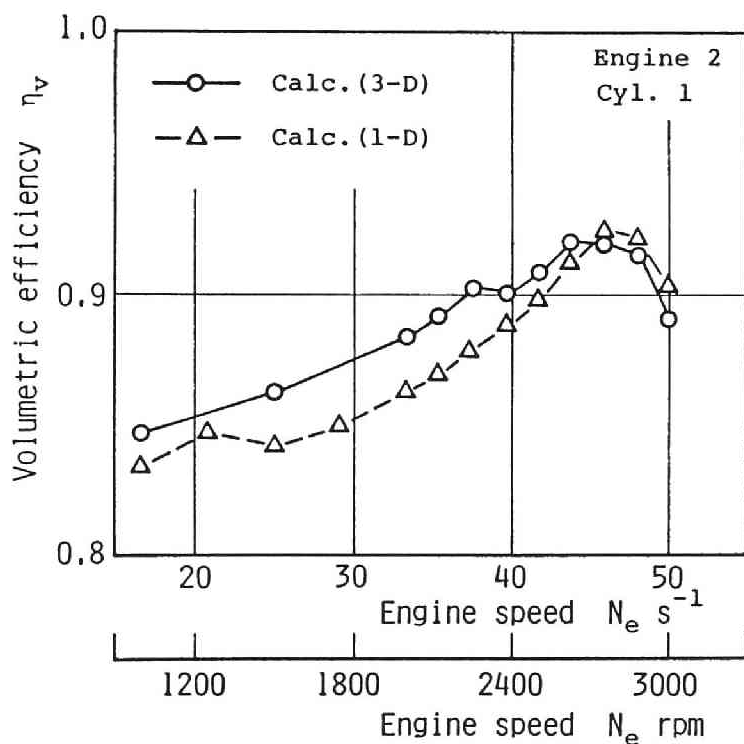


図7-4 体積効率の三次元計算値と一次元計算値の比較

図7-5, 図7-6から, 体積効率 η_v , スワール比 S_c は機関回転数 N_e に対して変化していることがわかる。また, 各シリンダの吸気弁孔流路形状は同一であるが, 図7-2 および表7-1 に示すように, 吸気マニホールドの管要素の長さがシリンダ毎に異なるので, 吸気系内ガス流れの変動状態の差異に基づいて, シリンダ間の η_v にばらつきが現れている。特に, 吸気マニホールドの管要素P-3とP-4の長さが異なるので, P-3につながる第1~3シリンダのグループとP-4につながる第4~6シリンダのグループとの間には, 慣性効果の同調条件の相違による η_v の差が顕著に現れている。同様に, スワール比に関してもシリンダ間のばらつきが生じている。

図7-5, 図7-6から, 各回転数における体積効率 η_v あるいはスワール比 S_c の最大, 最小値の差を, 6シリンダの平均値に対する割合で求めると, η_v では最

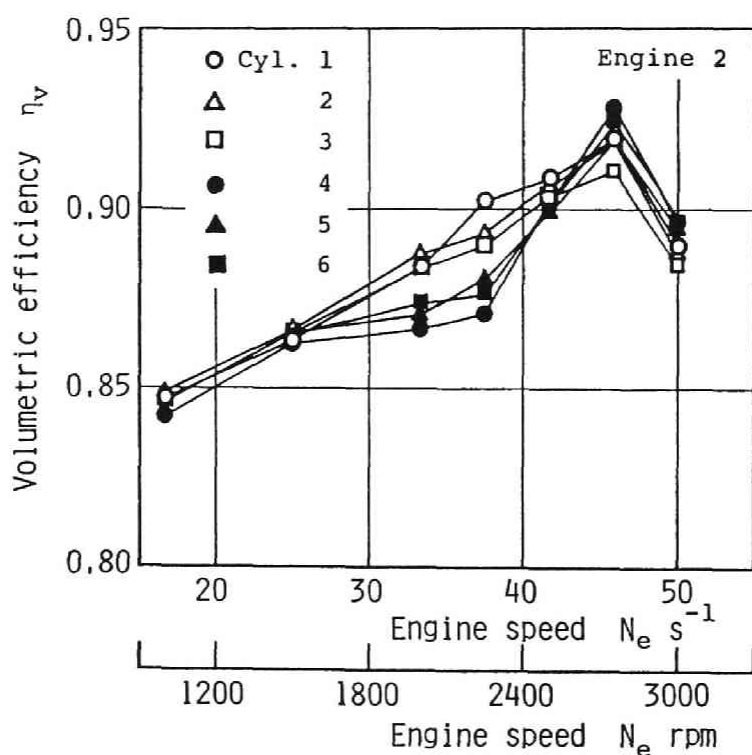


図7-5 六シリンダ機関の体積効率

大 3.6%であるのに対し、 S_c では最大 7.8%になっている。スワール比のばらつきは体積効率のばらつきに比べて大きくなる傾向にある。これらのことは、実際の機関のスワール比についても、シリンダ間のばらつきの影響を無視できないことを示唆していると思われる。

機関回転数 $N_e = 41.7 \text{ s}^{-1}$ (2500 rpm) における各シリンダのスワール比 S_c 、体積効率 η_v を図7-5、図7-6から抜き出して図7-7 に示す。シリンダ間の S_c 、 η_v にばらつきの生じていることがより明瞭にわかる。図7-7 において、第1～3と第4～6シリンダのグループの S_c の間には顕著な差が現れている。この差は、体積効率の場合と同様に、両グループの同調条件の差による吸気系内ガス流れの変動状態の差異に起因していると思われ、スワール比が吸気系内ガス流れの変動状態の影響を受けていることが推察される。

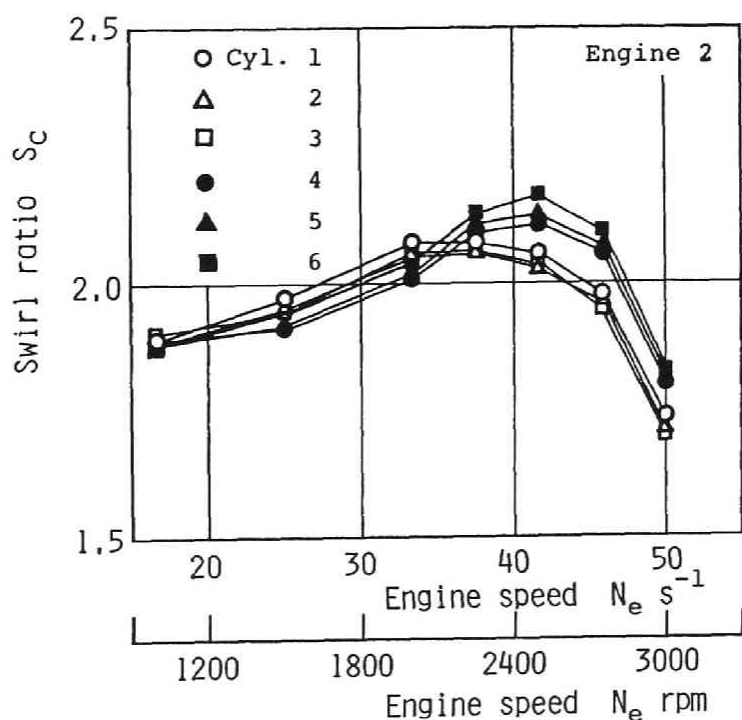


図7-6 六シリンダ機関のスワール比

また図7-5、図7-6からわかるように、回転数 N_e が低い 16.7 s^{-1} (1000 rpm) から 33.3 s^{-1} (2000 rpm) の範囲では、スワール比 S_c の変化傾向は体積効率 η_v の傾向と同じである。このことは、 η_v の増加に伴って、吸気弁開期間中に弁出口面を通過するガスの持つ角運動量が増加することを示唆しており、スワール比は体積効率の影響を受けることがわかる。しかし、 N_e が 33.3 s^{-1} (2000

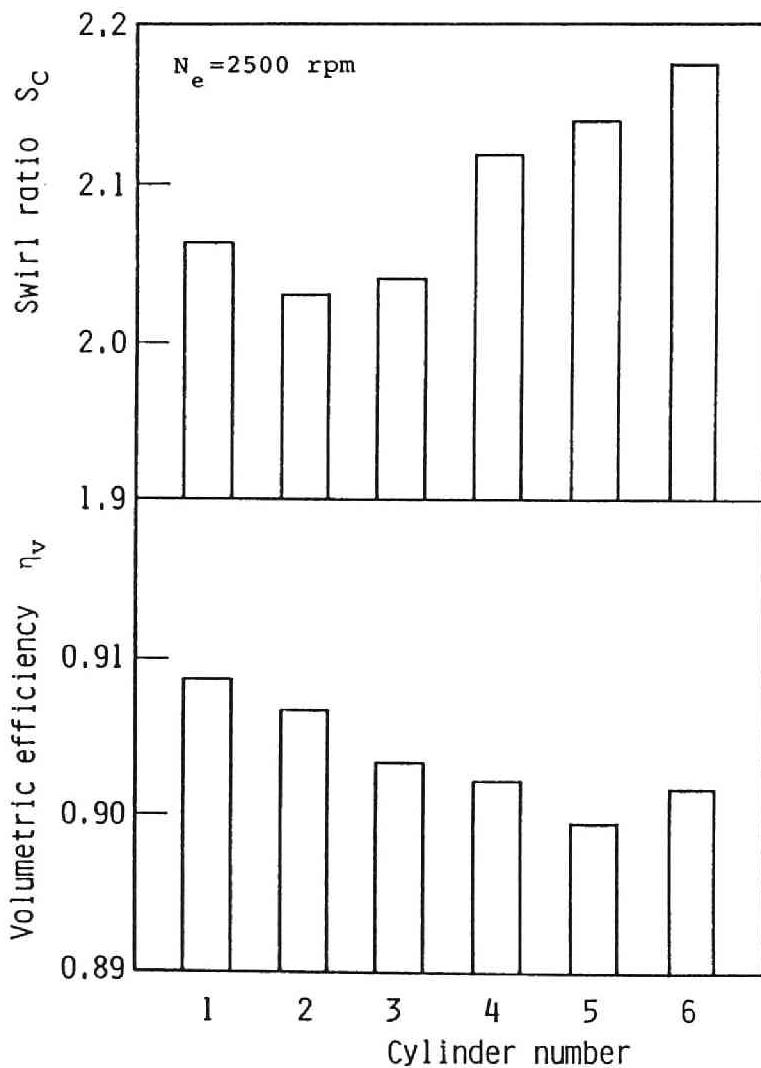


図7-7 スワール比および体積効率のシリンダ間のばらつき

rpm) より大きい範囲では、 S_c と η_v の変化傾向は異なっており、体積効率以外にもスワール比に影響する因子のあることがわかる。そこで、次節では吸気弁を通過する質量流量について検討する。

7.5.2 質量流量の変化パターンの影響

質量流量 m_{deg} (単位クランク角当りに吸気弁出口面を通過する質量) のクランク角 Θ に対する変化を、機関回転数 $N_e = 16.7, 33.3, 41.7, 50 \text{ s}^{-1}$ (1000, 2000, 2500, 3000 rpm) について図7-8 に示す。 m_{deg} の Θ に対する変化パターンは回転数によってかなり変化している。図7-5、図7-6において、体積効率 η_v がほぼ同じ値でスワール比 S_c の差の大きい第2シリンダの $N_e = 33.3 \text{ s}^{-1}$ (2000 rpm) と 50 s^{-1} (3000 rpm) について、周囲大気圧で正規化した流路入口の静圧 p_{f_n} および流路入口、出口間の圧力差 Δp^* のクランク角 Θ に対する変化を図7-9 に示す。吸気系内ガス流れの変動状態の差異によって、図7-9(a)に示すように流路入口における圧力の変動波形に差が生じ、その影響を受けて図7-9(b)に示す圧力差の変化パターン、したがって図7-8 に示される質量流量 m_{deg} の変化パターンに差が生じている。 S_c は m_{deg} の変化パターンの影響を受けていると考えられ、 m_{deg} が最大となるクランク角時期が吸気行程後半にずれてくると S_c は減少するようになると思われる。 S_c は弁揚程の大きい時期において m_{deg} が大きくなるようなパターンで大きくなり、 η_v は吸気行程後半での流量が大きくなる時に最大になると考えられる。したがって、回転数に対するスワール比の変化傾向が体積効率の変化傾向と一致しない理由として、吸気系内ガス流れの動的挙動に起因する質量流量の変化パターンの影響が考えられる。

7.6 単シリンダ機関による検討

吸気管効果を利用して、単シリンダ機関の吸気管内ガス流れの変動パターンを変え、スワール比に及ぼす質量流量の変化パターンの影響を検討した。計算の対象とした四サイクルディーゼル機関の主な諸元は、シリンダ径 130 mm, 行程 150 mm, 圧縮比 15.6, 吸気弁開時期 18° BTDC, 同閉時期 52° ABDC, 吸気弁孔径 52 mm, 弁座角 30° である。また、吸気弁孔流路には図7-1 に示すヘリカ

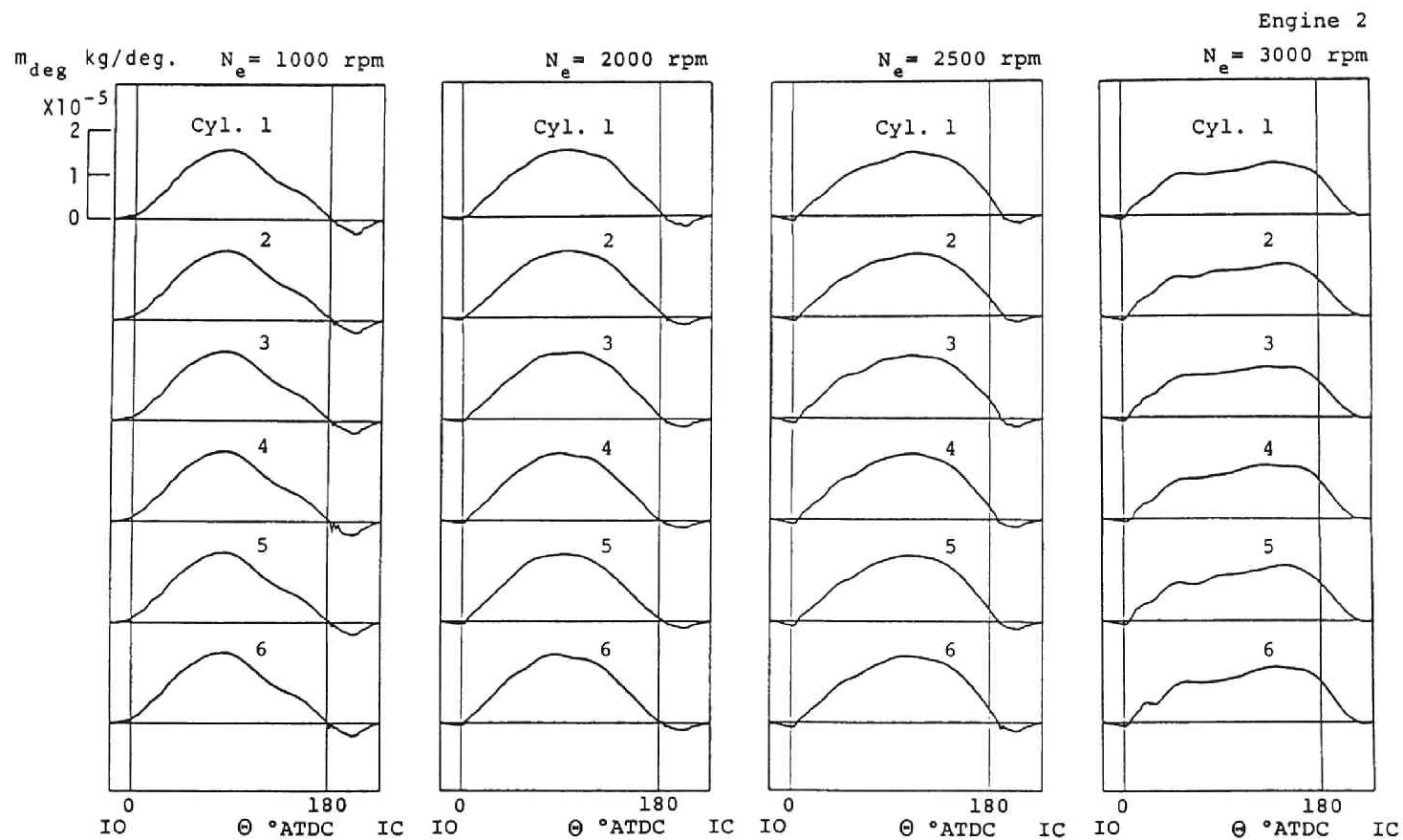
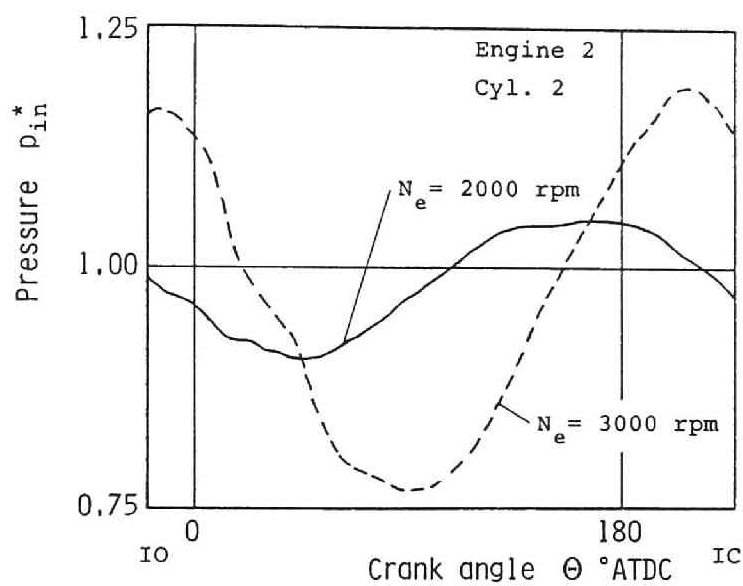
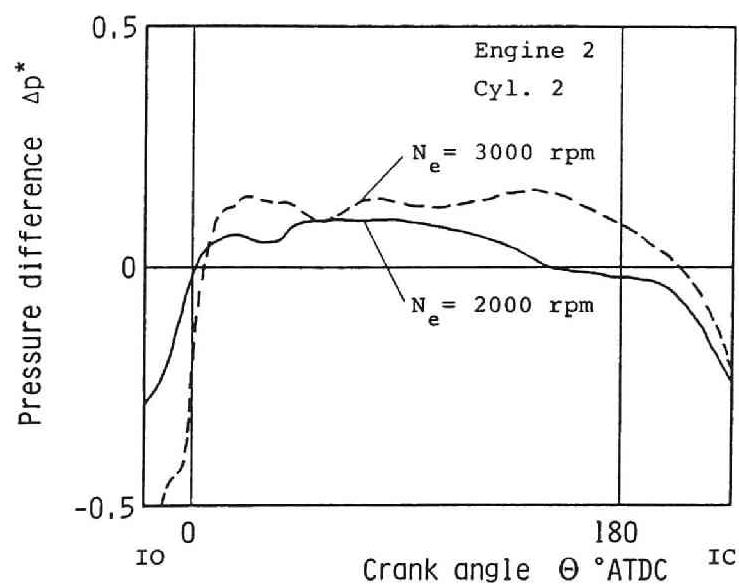


図7-8 六シリンダ機関のクランク角に対する質量流量の変化



(a) 流路入口における静圧



(b) 入口，出口間の圧力差

図7-9 流路入口における静圧と入口，出口間の圧力差

ルポートと相似形の流路を用いた。吸気弁孔流路入口に、同一断面積の吸気直管のみを取り付けたモデルで駆動運転状態における計算を行った。

吸気弁端から測った吸気管長 $l_p = 0.2 \text{ m}$, 1.4 m におけるスワール比 S_c , 体積効率 η_v を図7-10に示す。 $l_p = 0.2 \text{ m}$ の場合、機関回転数 N_e の増加に伴い η_v は小さくなっている。一方、 S_c は N_e が高くなるに従って緩やかに低下する。これは、弁出口面を通過するガスの持つ角運動量が、 η_v の低下も加わって、 N_e の増加に比例して大きくならないためと考えられる。

$l_p = 1.4 \text{ m}$ の場合は、吸気管の慣性効果によって、機関回転数 $N_e = 30 \text{ s}^{-1}$ (1800 rpm) 付近の η_v が高くなっている。これに対し、 S_c はピークが2箇所にあるなど、 η_v と異なる変化をしており、両者の変化傾向の差が六シリンダ機関の場合に比べ顕著に現れている。スワール比が吸気管内ガス流れの変動の影響を受けていることは明らかである。

クランク角 Θ に対する質量流量 m_{deg} の変化を、吸気管長 $l_p = 0.2 \text{ m}$, 1.4 m について図7-11に示す。機関回転数 N_e に対するスワール比 S_c の変化の小さい $l_p = 0.2 \text{ m}$ の場合、 N_e の違いによる m_{deg} の変化パターンの差は比較的少ない。一方、 S_c の変化の大きい $l_p = 1.4 \text{ m}$ の場合、 m_{deg} の変化パターンは N_e に応じてかなり変化している。

$l_p = 1.4 \text{ m}$ において、体積効率 η_v がほぼ同じ値である回転数 $N_e = 23.3 \text{ s}^{-1}$ (1400 rpm) と 33.3 s^{-1} (2000 rpm) における質量流量 m_{deg} の変化パターンを比較すると、スワール比 S_c の大きい $N_e = 23.3 \text{ s}^{-1}$ (1400 rpm) では、吸気弁揚程の大きい時期において m_{deg} が大きくなるパターンであり、 S_c の小さい $N_e = 33.3 \text{ s}^{-1}$ (2000 rpm) では、逆に弁揚程の大きい時期において m_{deg} が小さくなるパターンになっている。また、 η_v の最大となる $N_e = 30 \text{ s}^{-1}$ (1800 rpm) では、弁揚程の大きい時期で m_{deg} が低下しないこと、 η_v が大きいことの両面から S_c にピークが現れたとも言える。

以上のことから、スワール比が、吸気系内ガス流れの変動波形および体積効率すなわち吸入空気量の両者の影響を受けていることは明らかであり、クランク角に対する質量流量の変化パターンはスワール比に及ぼす影響因子の一つと言える。多シリンダ機関において各シリンダに対する吸気系内ガス流れの変動状態に差異

があると、シリンダ間のスワール比にばらつきが生じると考えられる。実機運転状態においても、今回の計算のように、シリンダ間において吸気弁孔流路の形状が同一であっても弁孔流路入口の速度の変動パターンに差があると、シリンダ間にスワール比のばらつきの生じる恐れのあることが推察される。

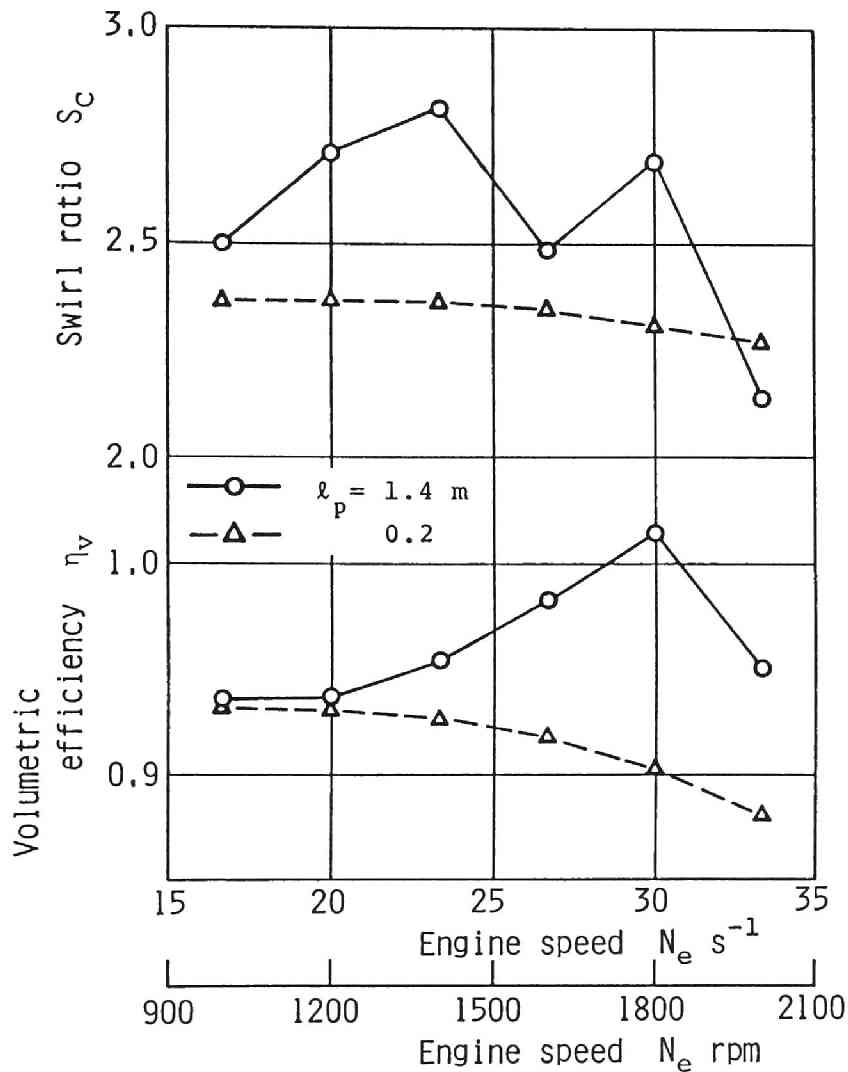


図7-10 単シリンダ機関のスワール比と体積効率

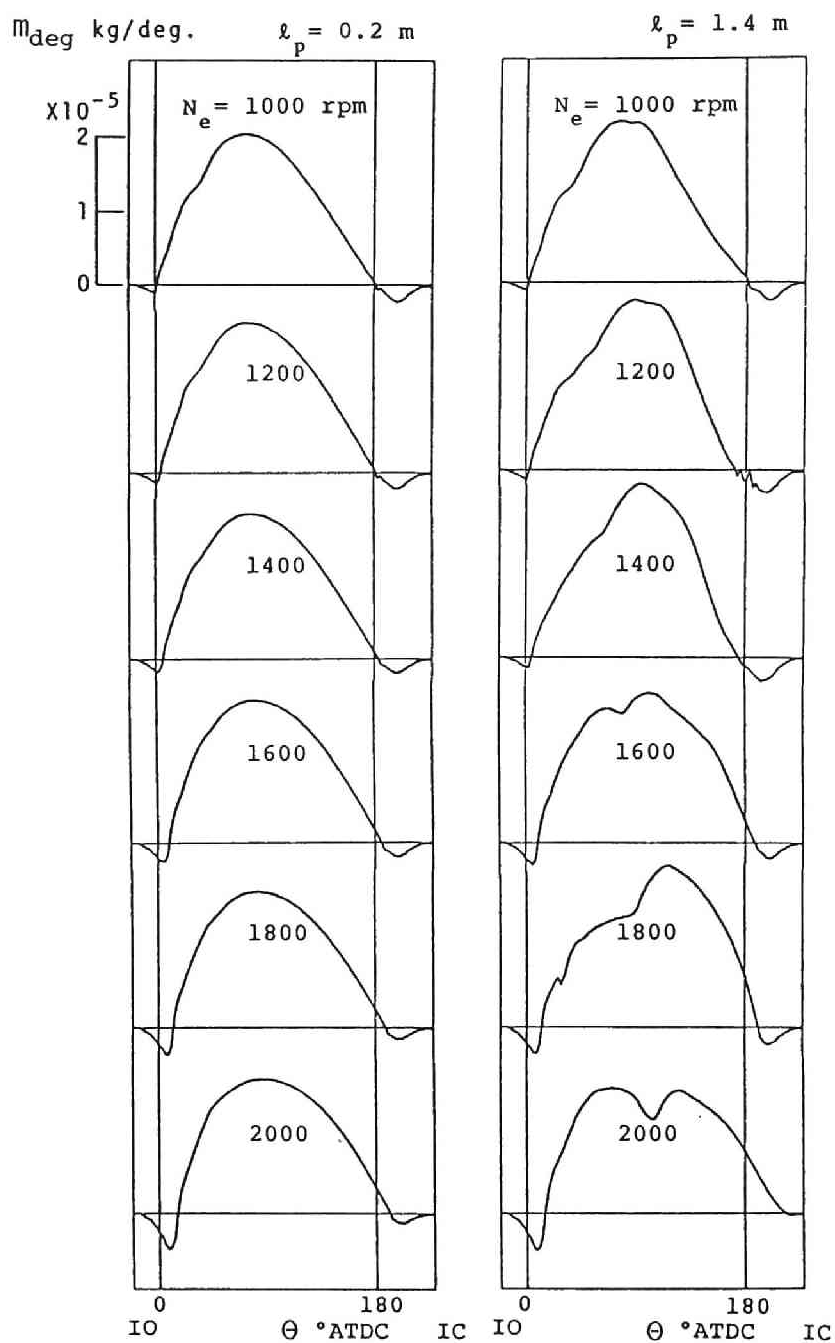


図7-11 単シリンダ機関のクランク角に対する質量流量

7.7 結言

数値計算の手法を用いて六シリンダ機関運転時における各シリンダのスワール比，体積効率を予測し，スワール比に影響する因子について検討した結果，以下のことがわかった．

(1) 一次元計算で得られた結果を境界条件に用い，吸気弁孔流路内流れを三次元計算する手法によって，多シリンダ機関の実機運転時におけるスワール比，体積効率を簡便に推定することができた．

(2) 吸入空気流量の時間的な変化パターンはスワール比に影響を及ぼす因子の一つであり，多シリンダ機関において，各シリンダに対する吸気系内ガス流れの変動状態に差異があると，吸気弁孔流路の形状が同一であってもシリンダ間のスワール比にばらつきが生じる．

(3) マニホールドの管要素の長さがシリンダ毎に異なるような吸気系を持つ機関の場合，機関性能への影響が無視できない程度にスワール比の機関回転数に対する変化およびシリンダ間のばらつきの生じる恐れのあることが示唆された．

文 献

- [1] Shigemori, M., Tsuruoka, S. and Shimoda, M., Development of a Combustion System for a Light Duty D.I. Diesel Engine, SAE Paper, No. 831296(1983).
- [2] 嶋本, 岡, 田中, 多シリンダ機関の吸気慣性に関する研究, 日本機械学会論文集(第2部), 43-371(1977), pp. 2726-2737.
- [3] 嶋本, 西脇, 岡田, 田中, 多シリンダ機関吸・排気管系内流れの解析, 第1回内燃機関合同シンポジウム講演論文集(1979), pp. 175-180.

第 8 章 結 論

本研究では、小形高速直接噴射式ディーゼル機関の開発段階での利用に供すべく、吸気弁孔流路を合理的、効率的に設計するためのツールとして、機関運転時のスワール比および体積効率を同時に、簡便に予測するための実用的手法を開発した。さらに、これを用いて多シリンダ機関を含む実機運転状態におけるスワール比、体積効率の特性を調査した。本論文で得られた結果を要約すると、次のようになる。

第 2 章では、機関運転状態におけるスワール比および体積効率を予測する基本的方法について述べた。吸・排気系におけるガス交換過程の一次元計算で得られた結果を境界条件に用いて、吸気弁孔流路内ガスの非定常三次元流動計算を行い、弁孔流路内の流動計算で得られた吸気弁出口面における流動状態からスワール比、体積効率を求める方法により、機関運転時のスワール比および体積効率を同時に、簡便に予測できることがわかった。この方法を、実機のヘリカルポートを模擬した流路内ガスの流動状態の予測に応用した。その結果、複雑な形状の流路に対して損失が大きめに計算され、また、吸気弁出口境界条件に改良の余地があるものの、弁出口の速度分布、スワール比、体積効率の計算結果から、吸気弁孔流路形状がスワール比、体積効率に与える影響度をこの方法によって推定可能なことがわかった。

第 3 章では、吸気弁孔流路内ガスの三次元流動計算によって得られる弁出口面の流動状態から、吸入過程におけるスワール比を推定する方法の妥当性を検証するために、吸入過程における吸気弁孔流路およびシリンダ内のガス流動解析を行ってスワール生成の機構すなわちヘリカルポート内で発生する旋回流が吸気弁出口面を通過してシリンダ内に流入しスワールを形成する過程を検討した。その結果、吸気行程終了時におけるシリンダ内スワールの強さは、吸気弁が開いている期間に弁出口面を通過するガスの速度分布の履歴に強く依存することがわかった。シリンダ内の壁境界条件に壁法則を適用することが妥当とすれば、弁出口面における流動状態から吸気行程終了時におけるシリンダ内スワール比の推定が可能と

言える。

第4章では、吸気弁孔流路内ガス流動計算の予測精度向上を図るための方策として、壁境界の取扱いに Porosity 法を適用する方法について述べた。簡単な形状の流路を対象に、この方法の予測精度について検討した結果、壁面と体積要素の境界面が平行でない場合、壁に接する体積要素において、Porosity 法を適用すれば、計算誤差が小さくなり、妥当な予測結果が与えられ、境界面が平行である場合は階段状境界近似、Porosity 法適用境界による差はみられないことがわかった。この Porosity 法を弁孔流路内ガス流動計算に適用することにより、ヘリカルポートのように複雑な形状の吸気弁孔流路における損失の定量的予測が可能になった。

第5章では、弁出口において弁面と弁座間の領域を1層の体積要素列で近似する方法を改め、2層で表す方法について述べた。ヘリカルポートを対象に実機関の吸入過程を模擬した間欠流の計算を行い、実験結果と比較した結果、一次元計算結果を境界条件に用いて吸気弁孔流路内の非定常三次元ガス流動を解析する本手法により、吸気管の動的効果がスワールの強さおよび流量（体積効率）に及ぼす影響を推定可能なことが確認された。第4章と第5章における改良の結果、スワール比、体積効率の両者に対して妥当な予測精度をもつシミュレーション計算が可能になった。

第6章では、ヘリカルポートのスワール特性を明らかにするために、単シリンダ機関を用いて定常流における流動状態と機関運転時の流動状態とを比較検討し、スワール比に及ぼす吸気系内ガスの変動状態の影響について調査した。機関運転時における瞬時の吸気弁出口速度分布を、弁揚程および質量流量が同一の条件の定常流における弁出口速度分布と比較するとき、吸入過程の中期において、瞬時の弁出口速度分布と定常状態の速度分布の差は小さいが、吸入過程初期と終期においては、両速度分布は異なること、また、吸気弁閉時におけるスワール比成分の配分比に及ぼす吸入過程初期および終期の流動状態の影響は小さく、流量の大きい吸入過程中期における流動状態の影響の大きいことがわかった。また、質量流量の変化パターンの差異によってスワール比が変化するのは、吸入過程中期における質量流量そのものの差異によると考えられる。ヘリカルポートで生成され

るスワールは、一般に質量流量の変化パターンの影響を受けると考えられるので、機関運転状態におけるスワール特性を検討する場合、スワール比に及ぼす質量流量の変化パターンの影響を考慮に入れる必要があることが示唆された。

第7章では、数値計算の手法を用いて六シリンダディーゼル機関運転時におけるスワール比、体積効率の推定を試み、スワール比に影響する因子について検討した。その結果、一次元計算で得られた結果を境界条件に用い、吸気弁孔流路内流れを三次元計算する本手法によって、多シリンダ機関の実機運転時におけるスワール比、体積効率を簡便に推定可能なことが確認できた。さらに、吸入空気流量の時間的な変化パターンはスワール比に影響を及ぼす因子の一つであり、多シリンダ機関において、各シリンダに対する吸気系内ガス流れの変動状態に差異があると、吸気弁孔流路の形状が同一であってもシリンダ間のスワール比にばらつきが生じることがわかった。マニホールドの管要素の長さがシリンダ毎に異なるような吸気系を持つ機関の場合、機関性能への影響が無視できない程度に、スワール比の機関回転数に対する変化およびシリンダ間のばらつきの生じる恐れのあることが示唆された。

本研究の成果で得られたシミュレーションの手法は、以上で述べたように実験では測定が困難である機関運転時のスワール特性を簡便に予測でき、同時に体積効率も検討できるので、実機関の設計段階におけるツールとして有効に利用できると思われる。本シミュレーションプログラムの利用ならびにここで得られた研究成果が内燃機関の性能向上の一助となれば幸いである。

主な記号の説明

A_c : 角運動量束 Ω_c に対応するスワール生成係数	q_p : 壁から管内ガスへの単位時間、質量当たりの熱流量
A_{T1}, A_{T2}, A_R : 角運動量束成分 $\Omega_{T1}, \Omega_{T2}, \Omega_R$ に対応するスワール生成係数	q_w : 壁面熱流束
a : 音速	Re : レイノルズ数
C_d : 流量係数	r, θ, z : 円筒座標
C_p : 定圧比熱	S_c, S_{cyl} : スワール比
C_μ : Subgrid Scale モデルの定数	S_ϕ : ϕ に関するソース項
d_p : 円管の直径	T : 温度
d_v : 吸気弁孔径	t : 時間
E_r : 吸気弁のシリンダ中心からの偏心量	u : 速度
H_i^T : 単位時間当たりに容器に流入するガスの全エンタルピー	V : 容器の容積
h : 比エンタルピー	v_R : 吸気弁出口面における半径方向速度成分
L_v : 吸気弁揚程	v_T : 吸気弁出口面における接線方向速度成分
l_p : 吸気管長 (吸気管入口から弁端までの距離)	v_r, v_θ, v_z : r, θ, z 方向速度成分
m : 質量流量	v_x, v_y, v_z : x, y, z 方向速度成分
m_{deg} : 単位クランク角当たりの質量流量	v_{xy} : v_x, v_y の合成速度
N_e : 機関回転数	v_ζ : 相対速度 [式(2-10)]
N_v : 羽根車回転数	v_ξ : 相対速度 [式(3-5), (3-8)]
p : 圧力	W : 平行平板間流路の流路幅
Q_w : 単位時間当たりの壁から容器内ガスへの伝熱量	X : 平行平板間流路入口からの距離
	x, y, z : デカルト座標
	x_p : 円管に沿った座標軸

z_d	: 式(3-4), (3-7)	ξ_p	: 管の摩擦係数
z_v	: 式(2-9)	ρ	: 密度
z_{val}	: 弁傘部先端に相当する円盤の z 座標	σ	: プラントル数
β	: 吸気弁孔流路取付角	τ_w	: 壁面せん断応力
Γ_ϕ	: ϕ に関する有効拡散係数	ϕ	: 一般保存式の従属変数
γ	: 吸気弁弁座角	Ω_C	: シリンダ軸回りの角運動量束
γ_z	: 縦方向角	Ω_R	: 角運動量成分 [式(6-3)]
γ_θ	: 旋回方向角	Ω_{T1}	: 角運動量成分 [式(6-1)]
ΔA	: 体積要素境界面の面積	Ω_{T2}	: 角運動量成分 [式(6-2)]
Δ_c	: Subgrid Scale モデルにおける 体積要素の代表寸法	<添字>	
Δp	: 周囲大気とシリンダ間の圧力 差	a	: 周囲大気
Δp_x	: 平行平板間流路入口からの圧 力降下	c, cyl	: シリンダ
Δt	: 時間刻み	e	: 有効値
ΔV	: 体積要素の体積	l	: 層流
ζ	: 弁軸方向の無次元座標	pis	: ピストン
ζ_b	: 曲がり部における圧力降下か ら求めた損失係数	t	: 乱流
ζ_p	: 管の曲がり損失係数	val	: 吸気弁
η_v	: 体積効率		
η_{va}	: 各シリンダの体積効率の平均 値		
Θ	: 吸入上死点からのクランク角		
κ	: ガスの比熱比		
μ	: 粘性係数		
ξ	: シリンダ軸方向の無次元座標		

謝 辞

本研究は京都大学工学部・嶋本 譲 教授の御指導のもとに行ったものであり、始終懇切、かつ適確な御指導，御鞭撻を賜りましたことに対し，心から感謝の意を表します。

研究を遂行するに当たり，討論や適切な御助言を頂きました京都大学工学部・脇坂知行 助教授ならびに京都大学工学部・金丸一宏 助手に厚く感謝申し上げます。

本研究を行うに当たって，数々の御援助，御協力を下さいました京都大学工学部機械工学科内燃機関研究室の皆様方に深謝致します。

